

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA.

SEDE QUITO.

FACULTAD DE INGENIERÍAS.

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA.

TESIS PREVIA A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO.

TEMA:

DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MÁQUINA PARA
REALIZAR EL ESPIRALADO DE TUBOS DE CARTÓN DE 4
A 7 PULGADAS DE DIÁMETRO.

AUTORES:

LUIS HUMBERTO GUALOTUÑA ALQUINGA.

MILTON LEONARDO PUPIALES GUAMÁN.

DIRECTOR: ING. OLGER PÉREZ

QUITO, MAYO DEL 2011

**Certifico que el presente trabajo de tesis
ha sido realizado en forma total por los
señores:**

Gualotuña Alquina Luis Humberto.

Pupiales Guamán Milton Leonardo.

Ing. Olger Pérez Msc.

INDICE.

INTRODUCCIÓN.	i
Tema.....	i
Planteamiento del problema.....	ii
Justificación.....	ii
Alcance.....	iii
Objetivos.....	

CAPITULO 1

RESUMEN.....	1
1. MARCO TEÓRICO.....	4
1.1. EL CARTÓN.....	4
1.1.1. Características técnicas.....	4
1.1.1.1 Gramaje.....	5
1.1.1.2 Grosor.....	5
1.1.1.3 Densidad y calibre.	6
1.1.1.4 Volumen.....	8
1.1.1.5 Dirección máquina.....	9
1.1.1.6 Rigidez.....	9
1.1.1.7 Fuerza de superficie.....	10
1.1.2. Tipos de cartón.....	10
1.2. COLAS Y ADHESIVOS.....	12
1.3. ESFUERZO SIMPLE.....	16
1.3.1. Fuerza cortante y momento flexionante en vigas.....	16
1.3.1.1. Fuerza cortante y momento flexionante.....	17
1.3.1.2. Definición de momento flexionante.....	20
1.3.1.3. Signo del momento flexionante.....	21
1.3.1.4. Diagrama de fuerza cortante y momento flexionante.....	22
1.3.2. Deformación en vigas.....	25

1.3.2.1.	Deflexiones por el método de superposición.....	26
1.3.3.	Esfuerzos combinados.....	27
1.4.	FACTORES DEL DISEÑO.....	28
1.4.1.	Materiales dúctiles.....	29
1.4.2.	Materiales frágiles.....	29
1.5.	DISEÑO DE EJES.....	30
1.5.1.	Procedimiento para diseñar un eje.....	30
1.6.	LOS MECANISMOS DE TRANSMISIÓN.....	34
1.6.1.	Definición de mecanismo.....	34
1.6.2.	Transmisión por correa (bandas).....	36
1.6.2.1.	Bandas planas.....	37
1.6.2.1.1	Convencionales:.....	38
1.6.2.1.2.	Ranuradas o entalladuras.....	38
1.6.2.1.3.	De mando positivo.....	38
1.6.2.2.	Selección de bandas planas.....	38
1.6.2.2.1.	Angulo de contacto de la polea.....	39
1.6.2.2.2.	Longitud de la banda.....	40
1.6.2.2.3.	Peso de la banda.....	41
1.6.2.2.4.	Velocidad de la banda.....	42
1.6.2.2.5.	Tensión del aro debida a la fuerza centrífuga. (F_c).....	42
1.6.2.3.	Banda trapezoidal.....	45
1.6.2.3.1.	Selección de bandas trapezoidales.....	48
1.6.3.	Transmisión por engranajes.....	51
1.6.3.1.	Definición de engranajes.....	51
1.6.3.2.	Engranajes cilíndricos.....	52
1.6.3.2.1.	Engranajes cilíndricos helicoidales.....	53
1.6.3.2.2.	Engranaje cilíndrico recto.....	54
1.6.3.3.	Engranajes cónicos.....	54
1.6.3.3.1.	Engranajes cónicos rectos.....	55
1.6.3.3.2.	Cálculo aproximado del módulo. (m).....	57
1.6.3.3.3.	Engranaje cónico helicoidal.....	57

1.6.3.3.4	Engranaje cónico hipoide.....	57
1.6.4.	Tornillo sin fin.....	58
1.6.5.	Ley fundamental del engranaje.....	59
1.7.	JUNTAS HOMOCINÉTICAS.....	59
1.7.1.	Tipos de juntas.....	60
1.7.1.1.	Junta homocinética Glaencer-Spicer.....	60
1.7.1.2.	Junta homocinética Rzeppa.....	61
1.8.	CARDÁN.....	62
1.9.	SOLIDWORKS®	63
1.9.1.	Características del SolidWorks®.....	63
1.9.1.1.	Definición de parámetros clave.....	64
1.9.1.2.	Asociatividad.....	64
1.9.1.3.	Funciones Geométricas Inteligentes.....	66
1.9.1.4.	Gestor de diseño.....	66
1.9.2.	Módulos de SolidWorks®.....	67
1.9.2.1.	Pieza.....	67
1.9.2.2.	Ensamblaje.....	68
1.9.2.3.	Plano o dibujo.....	69
1.9.3.	Otras aplicaciones de SolidWorks®.....	71
1.9.3.1.	Simulación y movimiento.....	71
1.9.3.2.	Análisis de interferencia.....	72
1.9.3.3.	CosmosXpress.....	72
1.9.3.4.	Chapa metálica.....	73
1.9.3.5.	Lista de materiales.....	74
 CAPITULO 2		
2.	DISEÑO DE LA MAQUINA.....	75
2.1.	DESCRIPCIÓN DE FUNCIONAMIENTO DE LA MÁQUINA.....	75
2.2.	DISEÑO.....	81

2.2.1.	Diseño de máquinas.....	82
2.2.2.	Iteración.....	83
2.2.3.	Un proceso de diseño.....	84
2.3.	DISEÑO DEL EJE ESPIRALADOR.....	85
2.3.1.	Fuerza cortante y momento flexionante	87
2.3.2.	Deflexión del eje espiralador.....	92
2.3.3.	Factor de diseño del eje espiralador.....	95
2.3.3.1.	Cálculo del esfuerzo del cartón.....	95
2.3.3.2.	Velocidad de giro del rodillo.....	97
2.3.3.3.	Angulo de salida del cartón.....	98
2.2.4.	Peso del rodillo de arrastre.....	99
2.3.	MOMENTO TORSIONANTE DEL EJE ESPIRALADOR...	101
2.3.1.	Esfuerzo combinado.....	102
2.3.1.1.	Tensión cortante.....	103
2.4.	CÁLCULO DE TAPAS DEL RODILLO.....	105
2.4.1.	Volumen del material.....	105
2.5.	POTENCIA REQUERIDA.....	106
2.6.	SELECCIÓN DE LA BANDA PLANA DE ARRASTRE DEL CARTON.....	109
2.6.1.	Tensión máxima permisible (F_1) _a	110
2.6.1.1.	Ángulo de contacto de la polea.....	111
2.6.1.2.	Longitud de la banda plana de arrastre.....	112
2.6.1.3.	Velocidad de la banda plana de arrastre.....	113
2.6.1.4.	Peso de la banda plana de arrastre.....	114
2.6.1.5.	Tensión inicial (F_i).....	115
2.7.	ESFUERZOS COMBINADOS DEL TUBO DE CARTÓN....	116
2.7.1.	Área transversal.....	117
2.7.2.	Esfuerzo por carga axial.....	118
2.7.3.	Cálculo de la tensión cortante en la envoltura.....	120
2.7.4.	Relación de tensiones y ángulo de alargamiento.....	124
2.7.5.	Caída o ajuste de la polea.....	128

2.7.6.	Ancho de la banda plana de arrastre.....	130
2.7.7.	Densidad.....	134
2.7.8.	Peso específico.....	135
2.8.	SELECCIÓN DE MOTOR Y REDUCTOR.....	136
2.8.1.	Características del motor.....	136
2.8.2.	Características del reductor.....	137
2.8.3.	Transmisión por correas en V o trapeciales.....	137
2.8.4.	Potencia de diseño.....	138
2.8.5.	Selección de banda.....	138
2.8.6.	Relación de velocidades nominales.....	139
2.8.7.	Dimensionamiento de la polea motriz.....	139
2.8.8.	Tamaños tentativos de las poleas.....	139
2.8.9.	Potencia nominal.....	141
2.8.10.	Distancia entre centros.....	142
2.8.11	Longitud de banda.....	142
2.8.12.	Selección de longitud estándar.....	143
2.8.13.	Angulo de la polea menor.....	143
2.8.14.	Factor de corrección.....	144
2.8.15.	Potencia nominal corregida.....	144
2.8.16.	Número de bandas.....	145
2.8.17.	Resumen de la selección del motor y reductor.....	145
2.9.	DISEÑO DEL EJE DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA.....	146
2.9.1.	Momento polar de inercia (J).....	147
2.9.2.	Torque en el eje de potencia (T).....	147
2.9.3.	Angulo de torsión (θ).....	148
2.9.4.	Cálculo de los esfuerzos aplicados a la polea y horas de vida de la banda.....	148
2.9.4.1.	Cálculo de la geometría y de la fricción de la transmisión de la banda.(exp).....	149
2.9.4.2.	Calculo de las fuerzas aplicadas a la banda.....	150
2.9.5.	Tensión centrífuga. (F_c).....	151

2.9.6.	Potencia que se transmite. (ΔF).....	152
2.9.7.	Tensión mayor. (F_1).....	152
2.9.8.	Tensión menor. (F_2).....	153
2.9.9.	Tensión inicial. (F_i).....	154
2.9.10.	Factor de seguridad. (F_s).....	154
2.9.11.	Correlación de vida.....	154
2.9.11.1.	Esfuerzo de tensión máximo. (F_b).....	154
2.9.12.	Vida de la banda.....	155
2.9.12.1.	Número de pasadas de la banda. (N_p).....	155
2.9.12.2.	Vida de la banda en horas. (t).....	156
2.9.13.	Torsión en la polea.....	156
2.9.14.	Deflexión máxima. (y_{\max}).....	157
2.9.15.	Esfuerzo cortante máximo. (τ).....	160
2.9.16.	Esfuerzo de cortante a torsión máxima. (σ).....	160
2.9.17.	Esfuerzo normal máximo. [σ].....	160
2.9.18.	Factor de seguridad. (F_s).....	161
2.10.	DISEÑO DE RUEDAS LAS RUEDAS DENTADAS	
	CÓNICA	161
2.10.1.	Cálculo aproximado del modulo. (m).....	161
2.11.	DISEÑO DEL EJE CARDÁN.....	163
2.11.1.	Análisis del cubo nervado del Cardán.....	165
2.11.1.1.	Módulo de inercia.....	165
2.11.1.2.	Análisis del esfuerzo de torsión.....	166
2.11.1.3.	Ángulo de torsión.....	167
2.12.	DISEÑO DEL EJE ESTRIADO DEL CARDÁN.....	167
2.12.1.	Cálculo de la inercia del eje nervado.....	168
2.12.2.	Análisis del esfuerzo de torsión.	168
2.12.3.	Ángulo de torsión.....	168
2.13.	ANÁLISIS DE TORSIÓN DEL EJE CARDÁN.....	169
2.13.1.	Análisis del cardán con longitud mínima.....	169
2.13.2.	Análisis del cardán con longitud máxima.....	170

2.14.	CÁLCULO DE LOS ESFUERZOS SOBRE LAS RUEDAS DENTADAS CÓNICAS.	171
2.14.1.	Cálculo de las fuerzas del piñón.....	172
2.14.1.1.	Torque del piñón (T_p).....	173
2.14.1.2.	Radio medio del piñón.....	174
2.14.1.3.	Calculo de la fuerza tangencial del piñón.....	175
2.14.1.4.	Fuerza radial del piñón.....	175
2.14.1.5.	Fuerza axial del piñón.....	175
2.14.2.	Análisis del engrane en velocidad y torque.....	176
2.14.3.	Análisis de las fuerzas del acople de las ruedas cónicas.....	176
2.15.	REACCIONES EN LOS COJINETES DEL PIÑÓN: RODAMIENTOS A y B.....	177
2.15.1.	Análisis del los Diagramas de cuerpo libre para los ejes del piñón y el engrane	178
2.15.2.	Momentos flexionantes del piñón.....	181
2.15.3.	Diagramas de los momentos flexionantes del piñón	181
2.16.	REACCIONES EN LOS RODAMIENTOS, EJE DEL ENGRANE, RODAMIENTO D	183
2.16.1.	Diagramas de los momentos flexionantes del engrane	183
2.16.2.	Momentos flexionantes del engrane	184
2.17.	DISEÑO DEL ÁRBOL DE TRANSMISIÓN DE MOVIMIENTO AL RODILLO DE ARRASTRE.....	185
2.17.1.	Cálculo de los torques	185
2.17.2.	Cálculo de la F_3	186
2.17.3.	Cálculo de las reacciones en R_C y R_D	188
2.17.4.	Cálculo del diámetro del árbol de transmisión.....	189
2.18.	DISEÑO DEL TORNILLO DE POTENCIA.....	191
2.18.1.	Cálculo del diámetro medio, diámetro interior y avance.	192
2.18.2.	Pares de torsión para elevar y bajar la carga.....	193

CAPÍTULO 3

3.	SIMULACIONES.....	197
3.1.	Programa SolidWorks.....	198
	Simulación 1: Eje espiralador.....	199
	Simulación 2: Eje de transmisión de potencia.....	207
3.2.	Programa MDSolids.....	207
	Simulación 3: Torque del eje de potencia.....	214
	Simulación 4: Simulación del cubo.....	218
	Simulación 5: Simulación del eje nervado.....	219

CAPÍTULO 4

4.	COSTOS.....	220
4.1	Costo.....	220
4.2.	Insumo.....	220
4.3.	Materiales.....	221
4.4.	CÁLCULO DE COSTOS DE TIEMPOS MÁQUINA.....	221
4.4.1.	Tiempo de procesamiento en el torneado.....	221
4.4.2.	Tiempo de procesamiento en el fresado.....	223
4.4.3.	Tiempo de procesamiento en rectificado.....	226
4.4.4.	Tiempo de procesamiento en el taladrado.....	228
4.4.5.	Costos de insumos.....	231
4.4.6.	Costos de materiales.....	232
4.4.7.	Costos de maquinado.....	235
4.4.8.	Costo total de la máquina.....	237
	Conclusiones.....	238
	Recomendaciones.....	239
	Glosario.....	240
	Bibliografía.....	243
	Sitios WEB.....	245
	Anexos.....	246

INDICE FIGURAS.

CAPITULO 1

Figura 1.1	Gramaje del cartón.....	5
Figura 1.2	Forma de medir el espesor del cartón.....	6
Figura 1.3	Densidad del cartón.....	8
Figura 1.4	Volumen del cartón o Bulk.....	8
Figura 1.5	Dirección máquina.....	9
Figura 1.6	Rigidez del cartón.....	10
Figura 1.7	Fuerza de superficie del cartón.....	10
Figura 1.8	Esquema básico de una unión adhesiva.....	12
Figura 1.9	Diferencia entre cohesión y adhesión.....	14
Figura 1.10	Modos de fallo de uniones adhesivas.....	14
Figura 1.11	Vigas estáticamente determinadas.....	17
Figura 1.12	Equilibrio de las partes de una viga.....	18
Figura 1.13	Movimientos relativos que corresponden al signo.....	19
Figura 1.14	Aplicación de diferentes fuerzas sobre las vigas.....	21
Figura 1.15	Curvaturas correspondientes al signo del momento.....	22
Figura 1.16	Diagrama de fuerza cortante y momento flexionante.....	24
Figura 1.17	Cargas parcialmente distribuidas.....	26
Figura 1.18	Eje intermedio para un reductor de velocidad.....	32
Figura 1.19	Dimensiones propuestas para el eje de la figura 1.44.....	33
Figura 1.20	Esquema de transmisión.....	35
Figura 1.21	Características de algunos tipos comunes de bandas.....	37
Figura 1.22	Banda dentada.....	38
Figura 1.23	Geometría de bandas planas.....	40
Figura 1.24	Fuerzas y pares de torsión de una polea.....	43
Figura 1.25	Tipos de bandas trapezoidales.....	47
Figura 1.26	Bandas múltiples.....	47
Figura 1.27	Banda Trapezoidal Dentada.....	48
Figura 1.28	Geometría básica de una transmisión por bandas.....	51

Figura 1.29	Diagrama de engranajes.....	51
Figura 1.30	Engranajes cilíndricos.....	52
Figura 1.31	Caja de velocidades en automóviles.....	53
Figura 1.32	Engranaje cilíndrico bi –helicoidal.....	54
Figura 1.33	Engranaje cilíndrico recto.....	54
Figura 1.34	Engranajes cónicos.....	55
Figura 1.35	Engranajes cónicos rectos.....	56
Figura 1.36	Dimensiones principales de un par de engranajes cónicos.....	57
Figura 1.37	Engranaje cónico helicoidal.....	58
Figura 1.38	Corona tornillo sin fin.....	58
Figura 1.39	Junta Homocinética.....	59
Figura 1.40	Componentes de la Junta homocinética Glaencer-Spicer.....	60
Figura 1.41	Junta cardán.....	62
Figura 1.42	Módulos existentes en SolidWorks.....	64
Figura 1.43	Módulos existentes en SolidWorks.....	65
Figura 1.44	Función Geométrica Inteligente de Taladro.....	66
Figura 1.45	Gestor de diseño.....	67
Figura 1.46	Gestor de diseño. Creación y modificación de operaciones.....	68
Figura 1.47	Módulo de ensamblaje de SolidWorks.....	69
Figura 1.48	Plano realizado en SolidWorks.....	70
Figura 1.49	Simulación y movimiento con motor rotativo.....	71
Figura 1.50	Análisis de interferencias.....	72
Figura 1.51	Evaluación del comportamiento mecánico de una pieza.....	73
Figura 1.52	Chapa metálica. Doblado de chapa.....	73
Figura 1.53	Plano con lista de materiales.....	74

CAPITULO 2

Figura A	Ejemplos de tubos de cartón.....	75
Figura B	Máquina espiraladora de tubos de cartón.....	76
Figura C	Estación desbobinadora de rollos de cartón.....	76
Figura D	Estación de engomadura.....	77
Figura E	Estación de espiralado (rodillos de arrastre).....	79

Figura F	Estación de espiralado.....	79
Figura G	Estación de espiralado (Tornamesas de los rodillos de arrastre)..	80
Figura H	Estación de corte.....	81
Figura 2.1	Diagrama de fuerzas en el eje espiralador.....	87
Figura 2.2	Esquema del momento aplicado al eje espiralador.....	88
Figura 2.3	Diagramas de esfuerzo cortante y momento flexionante del eje..	94
Figura 2.4	Esquema de dimensiones del cartón.....	95
Figura 2.5	Diagrama para encontrar el ángulo de salida del tubo de cartón..	98
Figura 2.6	Dimensiones del rodillo de arrastre del cartón.....	100
Figura 2.7	Velocidad de salida del cartón.....	107
Figura 2.8	Geometría de bandas planas, banda cruzada.....	113
Figura 2.9	Esfuerzos del tubo de cartón.....	116
Figura 2.10	Diagrama de esfuerzo por carga axial.....	118
Figura 2.11	Diagrama de la tensión cortante en la envoltura.....	120
Figura 2.12	Diagrama de separación entre el eje espiralador y el rodillo.....	124
Figura 2.13	Esquema cuando es la separación de los rodillos de arrastre.....	125
Figura 2.14	Esquema de las tensiones que actúan en el rodillo de arrastre....	127
Figura 2.15	Esquema de chumaceras y poleas en el eje.....	153
Figura 2.16	Diagramas de esfuerzo cortante y momento flexionante del eje.	159
Figura 2.17	Diagrama del cubo nervado DIN 5472.....	165
Figura 2.18	Diagrama del eje nervado DIN 5472.....	167
Figura 2.19	Diagrama del cardan tipo XA 90 en longitud mínima.....	169
Figura 2.20	Diagrama del cardan tipo XA 90 en longitud máxima.....	170
Figura 2.21	Diagrama la relación de transmisión de las ruedas cónicas.....	171
Figura 2.22	Diagrama de cuerpo libre del piñón.....	171
Figura 2.23	Diagrama de cuerpo libre del engrane.....	172
Figura 2.24	Diagrama del par de engranes.....	177
Figura 2.25	Diagramas de cuerpo libre para los ejes del piñón y el engrane...	177
Figura 2.26	Diagramas de momentos flexionantes del piñón.....	182
Figura 2.27	Diagramas de momentos flexionantes del engrane.....	183
Figura 2.28	Diagramas de esfuerzos del árbol.....	186

Figura 2.29	Diagrama de torque del árbol.....	187
Figura 2.30	Diagrama de esfuerzos del árbol.....	188
Figura 2.31	Diagrama de rosca con hilos Acme.....	192
Figura 2.32	Diagrama del collarín de empuje.....	194
Figura 2.33	Diagrama de fuerzas aplicadas al tornillo de potencia.....	196

INDICE ANEXOS.

Anexo 1.....	Cronograma de actividades.
Anexo 2.....	Planos.
Anexo 3.....	Barra perforada 147m para el eje espiralador
Anexo 4.....	Propiedades físicas del cartón.
Anexo 5.....	Propiedades de las correas planas.
Anexo 6.....	Adhesivo para pegar cartón.
Anexo 7.....	Resumen de vigas cargadas.
Anexo 8.....	Tabla de comparación de materiales.
Anexo 9.....	Factor de corrección de poleas planas.
Anexo 10.....	Factor de corrección de la velocidad de poleas planas.
Anexo 11.....	Selección de bandas en v de sección angosta.
Anexo 12.....	Poleas existentes en el mercado.
Anexo 13.....	Potencia nominal por banda.
Anexo 14.....	Longitudes de bandas estándar.
Anexo 15.....	Factor de corrección para poleas trapeciales.
Anexo 16.....	Motores.
Anexo 17.....	Constantes físicas de los materiales.
Anexo 18.....	Potencias nominales de bandas en v estándar.
Anexo 19.....	Factor de corrección del ángulo de contacto.
Anexo 20.....	Factor de corrección de longitud de banda.
Anexo 21.....	Factores de servicio para bandas en v.
Anexo 22.....	Algunos parámetros de bandas en v.
Anexo 23.....	Parámetros para secciones de banda en v.
Anexo 24.....	Propiedades de los engranajes cónicos.
Anexo 25.....	Rodamientos y chumaceras.
Anexo 26.....	Catálogo de transmisiones por cardán.
Anexo 27.....	Propiedades del tubo de acero estándar.
Anexo 28.....	Correa plana de poliamida y elastómero.
Anexo 29.....	Información técnica del motoreductor.

Anexo 30.....	Tabla de selección de ejes Martin.
Anexo 31.....	Dimensiones y formas de eje y cubos nervados
Anexo 32.....	Resultados de ensayos a la tensión.
Anexo 33.....	Tabla de coeficientes de rozamiento.
Anexo 34.....	Diámetros preferidos para roscas ACME.
Anexo 35.....	Chumacera UCF 212-36.
Anexo 36.....	Rodamientos auto-alineables de bolas.
Anexo 37.....	Rodamientos axiales de bolas de una sola dirección.
Anexo 38.....	Pasadores.
Anexo 39.....	Tornillos y tuercas especiales.
Anexo 40.....	Perfiles de acero estructural en el mercado.
Anexo 41.....	Marcas de pernos de acero grado ASTM.

INDICE TABLAS

Tabla 1.1	Factores de conversión de unidades.....	6
Tabla 1.2	Selección de bandas trapezoidales.....	46
Tabla 2.1	Un proceso del diseño.....	84
Tabla 2.2	Ángulos y velocidades de salida del cartón.....	107
Tabla 2.3	Tamaño tentativo de la polea.....	140
Tabla 2.4	Resumen de selección del motor y el reductor.....	145
Tabla 2.5	Dimensiones de la rueda dentada cónica.....	163
Tabla 2.6	Factores de servicio.....	164
Tabla 4.1	Costo de hora máquina.....	221

DEDICATORIA.

Ha sido el omnipotente, quien ha permitido que la sabiduría dirija y guíe mis pasos.

Ha sido el todopoderoso, quien ha iluminado mi sendero cuando más oscuro ha estado.

Ha sido el creador de todas las cosas, el que me ha dado fortaleza para continuar cuando a punto de caer he estado; por ello, con toda la humildad que de mi corazón puede emanar, dedico primeramente mi trabajo a Dios.

De igual forma, a mis padres, ALFONSO PUIALES y DELIA GUAMAN porque creyeron en mí y porque me sacaron adelante, dándome ejemplos dignos de superación y entrega, porque en gran parte gracias a ustedes, hoy puedo ver alcanzada mi meta, ya que siempre estuvieron impulsándome en los momentos más difíciles de mi carrera, y porque el orgullo que sienten por mí, fue lo que me hizo ir hasta el final. Va por ustedes, por lo que valen, porque admiro su fortaleza y por lo que han hecho de mí.

A mis hermanos, sobrinos, cuñada y amigos.

Gracias por haber fomentado en mí el deseo de superación y el anhelo de triunfo en la vida.

Mil palabras no bastarían para agradecerles su apoyo, su comprensión y sus consejos en los momentos difíciles.

A todos, espero no defraudarlos y contar siempre con su valioso apoyo, sincero e incondicional.

Milton

AGRADECIMIENTO.

Al culminar esta etapa de nuestra carrera profesional, hacemos extensivo, nuestro más sincero agradecimiento a:

Universidad Politécnica Salesiana, que a través de **Facultad de Ingenierías** y con la guía espiritual de **Don Bosco**, hicieron de nosotros “*Buenos cristianos y honrados ciudadanos*”.

Fe y Alegría, noble Institución que nos abrió sus puertas para poder realizarnos personalmente y hacer posible la culminación de nuestros estudios.

Ing. Olger Pérez, Director de Tesis, quien con su paciencia y dedicación aportó con sus conocimientos, constancia y esfuerzo permanente para la realización del presente trabajo y conducirnos con éxito a la vida profesional.

Milton.

Luis.

DEDICATORIA.

Este trabajo va dedicado a mis Padres Lucinda Alquina desde aquí y Luis Gualotuña desde allá “arriba” junto a Dios, por su eterno apoyo, el estar siempre conmigo, nunca abandonarme y siempre darme ese ánimo enseñándome el valor de confiar en Dios y en mí mismo que si puedo alcanzar un sueño si yo me lo propongo.

A mis hermanos Gabriela, Fernando y mi Tía Carmen por estar juntos, y su espíritu de lucha han servido para mí como ejemplo de valentía y perseverancia de no dejarnos vencer por las adversidades y decirnos “así es la vida”

A Jimena, Mercedes y Marcia por haber entrado en mi corazón y permitirme pasar junto a cada una de ellas los momentos más hermosos de mi vida que nunca olvidaré.

A mis profesores de la Universidad Politécnica Salesiana, por su afán en enseñarme todo lo que hasta hoy he aprendido y ponerlo en práctica en beneficio de mis compañeros de trabajo y en especial de los estudiantes de FE Y ALEGRÍA por permitirme trabajar con un grupo humano tan especial y hacer realidad los sueños e ilusiones de gran cantidad de niños, niñas y jóvenes involucrándoles directamente a la sociedad y al desarrollo del país.

Luis.

INTRODUCCIÓN.

TEMA.

Diseño y simulación de una máquina para realizar el espiralado en la fabricación de tubos de cartón de 4 a 7 pulgadas de diámetro.

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.

En la actualidad el cartón es muy utilizado en el mercado, uno de estos usos es el de los tubos de cartón, para enrollar sobre ellos papel, tela, cinta adhesiva, etc. también se usa para embases de productos. Dependiendo de cada uno de estos usos, el tubo de cartón puede variar en sus dimensiones.

Debido a estos usos se ha visto en la necesidad de fabricar tubos de cartón con mayores dimensiones, ya que actualmente se encuentra produciendo tubos de 0.5 hasta 3 pulgadas de diámetro, lo cual no es suficiente para satisfacer la demanda de los clientes, los mismos que necesitan tubos con mayores dimensiones.

Para satisfacer las necesidades de los clientes, las empresas se han visto en la necesidad de construir una máquina para fabricar tubos de cartón con mayores dimensiones, de una capacidad de 4 a 7 pulgadas de diámetro en los tubos.

JUSTIFICACIÓN.

En la actualidad las empresas se encuentra produciendo tubos de cartón con las siguientes dimensiones, el diámetro es de 0.5 a 3 pulgadas, pero la demanda en el mercado exige que la máquina actual produzca tubos de cartón hasta de 5 pulgadas de diámetro.

Es común máquinas que están produciendo mucho más de su capacidad y esto conlleva a que se acelere la vida útil de la misma. Con la nueva máquina las empresas se podrán beneficiar en tecnología y capacidad de producción ya que podrá cubrir especificaciones mayores de fabricación.

ALCANCE.

- Diseño y cálculos de un máquina para espiralar tubos de cartón que será empleada en la fabricación de nuevos productos para las empresas cartoneras.
- La capacidad de producción de la máquina estará en función del espesor del tubo y de la longitud del mismo, y varía en forma generalizada desde:

- a. 5 m/min en su capacidad mínima de corte.
- b. 25 m/min en su capacidad máxima de corte.

OBJETIVOS.

Objetivo general.

Diseñar una máquina para realizar el espiralado en la fabricación de tubos de cartón de 4 a 7 pulgadas de diámetro para las empresas cartoneras.

Objetivos específicos

- Investigar los procesos de la fabricación de tubos de cartón.
- Diseñar la máquina considerando las normas INEN, ISO, ASTM, DIN vigentes que facilitará la compra de materiales e insumos existentes en el mercado.
- Proyectar el diseño de la máquina como un producto “amigable para el usuario” considerando el tamaño, resistencia, alcance, postura, fuerza, potencia y control humano.

RESUMEN.

El diseño de una máquina para espiralar tubos de cartón de varios diámetros nace de la necesidad de las pequeñas y medianas empresas de disponer de una máquina que realice este proceso, en virtud que en nuestro medio no existe esta tecnología y en ocasiones hay que importarla a precios sumamente altos .

El diseño se inicia con el estudio del cartón, que en su mayoría son sobrantes utilizados de otros procesos, donde el resultado final son tiras homogéneas a ser reutilizadas transformándolas en tubos de cartón.

Los elementos mecánicos diseñados para la espiraladora fueron cuidadosamente elegidos de acuerdo a las funciones que desempeñan, y en varias ocasiones fueron rediseñadas en procesos iterativos.

A continuación se presenta un breve resumen de los capítulos de ésta tesis:

Capítulo 1.

En el primer capítulo se analiza todo el marco teórico relacionado con la materia prima, utilizada para el proceso de espiralado de tubos de cartón, como es el cartón y el pegamento, sus propiedades físicas y características principales de cada uno de ellos. Igualmente se hace referencia de todo el marco científico relacionado con el diseño mecánico abarcando principalmente temas sobre esfuerzos cortantes y flexionantes de elementos fijados en la máquina, selección de árboles, elementos flexibles, ruedas dentadas, tornillos de potencia entre otros.

Capítulo 2.

El diseño de máquina es analizado tomando en cuenta las propiedades del cartón humedecido con una mezcla ligera de agua y cola blanca, es importante recalcar que no existe una norma que determine parámetros para este proceso en virtud que el cartón utilizado son tiras recicladas de otros procesos.

Con estas propiedades físicas en especial la de rasgado, que no es otra cosa que la propiedad del esfuerzo máximo de tensión a la que puede estar sometido el cartón con cierto grado de humedad, con este dato se empieza el diseño del tubo espiralador que va a dar el diámetro final del tubo, analizando su esfuerzo sometido a flexión.

El arrastre del tubo es analizado considerando esfuerzos combinados de tensión y torsión, en este análisis el esfuerzo sometido en los rodillos debe ser menor a los esfuerzos analizados en el tubo de cartón a varias capas y con los varios diámetros.

Con estos valores se diseña la potencia y el torque necesario para mover los rodillos bajo esas condiciones se seleccionará un motor y motoreductor para mover los mecanismos necesarios para espiralar el cartón.

Los rodillos podrán moverse con movimiento transversal gracias a un tornillo de potencia que facilitará este proceso y también de movimiento angular que ayudará a dar el avance del cartón sobre el tubo espiralador y el ángulo de empate de las capas de cartón.

Finalmente el bastidor estará construido de perfiles atornillados y soldados diseñados para sostener los mecanismos considerando la estética de la máquina y facilidad de manejo del operario.

Capítulo 3.

En este capítulo se analiza las simulaciones de varios elementos mecánicos sometidos a esfuerzos de flexión y torsión, utilizando programas de diseño mecánico como el SolidWorks y MDSolids.

Capítulo 4.

Al análisis de los costos son considerados importantes al momento de la construcción de la máquina, están dirigidos especialmente en costos de insumos, materiales y maquinado. Se da una breve introducción a cada uno de éstos y al cálculo del tiempo máquina para varias operaciones en máquinas herramientas.

CAPITULO 1.

1. MARCO TEÓRICO.

1.1. EL CARTÓN

El cartón es un material formado por varias capas de papel superpuestas, a base de fibra virgen o de papel reciclado. El cartón es más grueso, duro y resistente que el papel.

El cartón es una variante del papel, se compone de varias capas de éste, las cuales, superpuestas y combinadas le dan su rigidez característica.

Algunos tipos de cartón son usados para fabricar embalajes y envases, básicamente cajas de diversos tipos. La capa superior puede recibir un acabado diferente, llamado «**estuco**» que le confiere mayor vistosidad.

1.1.1. Características técnicas.

Grosor y volumen son aspectos significativos en la elaboración del cartón; al final, el producto debe soportar los pesos de las cargas, equipaje y los demás usos, manteniendo su forma. Generalmente están compuestos por dos o más capas para mejorar la calidad. Incluso con capas intermedias corrugada como en el caso del cartón ondulado. **Ver anexo 4.**

1.1.1.1. Gramaje.

En la industria, el cartón se mide generalmente por su gramaje, que es el peso del cartón expresado en g/m^2 : la mayoría del cartón utilizado para fabricar envases tiene un gramaje entre 160 y 600 g/m^2 . (**Ver figura 1.1**).

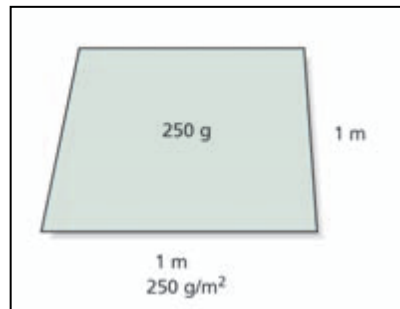


Figura 1.1. Gramaje del cartón.

1.1.1.2. Grosor.

El grosor, espesor o llamado también calibre, se define como la distancia perpendicular que existe entre las dos caras del papel, bajo condiciones específicas. Su valor se expresa en mm, micras y puntos que son milésimas de pulgada (**tabla 1.1**). Los envases de cartón suelen tener un grosor entre 350 y 800 μm .

Normalmente se determina el espesor del papel para comprobar si corresponde al valor solicitado al comprarlo, sin embargo resulta mucho más interesante comprobar la uniformidad del espesor en diferentes puntos de una hoja y de una hoja a otra de una misma partida. Si se tiene en cuenta la manera en que se forma la hoja de papel durante su fabricación, se puede comprender que su superficie no es perfectamente plana y que puede presentar irregularidades que afectan directamente al espesor.

La determinación se lo hace por medio de micrómetros (**figura 1.2**) , que son aparatos en los que se coloca la muestra, entre dos caras circulares, planas y paralelas entre sí, una de las cuales se encuentra fija y la otra tiene movimiento en dirección perpendicular a la primera, bajo condiciones controladas de presión y velocidad. El área mínima de las caras no debe ser menor de 160 mm² (15mm de diámetro). Al poner la muestra entre estas caras, la distancia que las separa, es igual al espesor de la muestra, que queda indicado en la carátula del micrómetro. Normalmente se reporta en milímetros, micras o puntos.

Factores de conversión de unidades	
Puntos x 0.0254 =	mm
Puntos x 25.4 =	Micras
Puntos x 0.001 =	Pulgadas
mm x 39.37 =	Puntos
mm x 0.039 =	Pulgadas
mm x 1000 =	micras

Tabla 1.1. Factores de conversión de unidades.¹

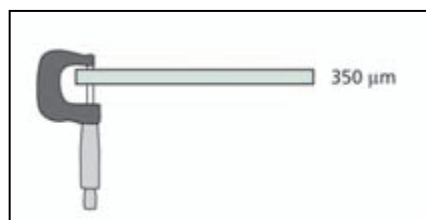


Figura 1. 2. Forma de medir el espesor del cartón.

1.1.1.3. Densidad y calibre.

La densidad del cartón se refiere al grado de compactación del material (**figura 1.3**) y se mide en kg/m³. En la práctica, se sustituye esta característica por el calibre, que expresa

• ¹ http://www.papelnet.cl/productos_papel/tubos_espiralicos.htm(2010-04-20)

la superficie de cartón en metros cuadrados por cada 10 kg de peso. Cuanto menor sea la cifra del calibre, mayor es el grosor del cartón.

En realidad, esta cifra indica la cantidad de hojas de cartón, de tamaño 70 x 100 (centímetros), que conforman 10 kilogramos. Esto es, 10 kg de «cartón calibre 40» están formados por 40 hojas 70 x 100 cm². Son calibres habituales: 4 (pesado), 6, 8, 10 (medio), 12, 25, 35 y 40 (liviano).

La densidad del papel es probablemente la propiedad fundamental más importante, esta propiedad nos proporciona información sobre la estructura de la hoja y está relacionada con la mayoría de las propiedades del papel, especialmente: porosidad, rigidez, dureza y resistencias, aunque de hecho influye en todas las propiedades ópticas y físicas, excepto el peso base, también afecta la absorción y la facilidad para ser impreso.

La Densidad aparente del papel se ve afectada por muchos factores, que se pueden dividir en tres grupos:

PRIMERO Los factores que afectan el número de uniones entre fibras, entre estos son importantes el diámetro y la flexibilidad de las fibras, el grado de refinación, el prensado a la hoja húmeda y la cantidad de hemicelulosas.

SEGUNDO La presencia de materiales que llenan los vacíos en la hoja, los principales son: cargas, encolantes y almidón.

TERCERO El laminado (calandrado).

La Densidad del papel o cartón es su peso por unidad de volumen, se calcula dividiendo el peso base en g/m^2 entre el espesor en micras. Es más correcto utilizar el término densidad aparente, debido a que se incluye en el volumen el aire que existe en el papel, atrapado entre las fibras.

Algunos valores normales de densidad aparente del papel en g/cm^3 van de 0.5 en papeles voluminosos hasta 0.75 para papeles con alto número de uniones (más comprimidos), como el bond.

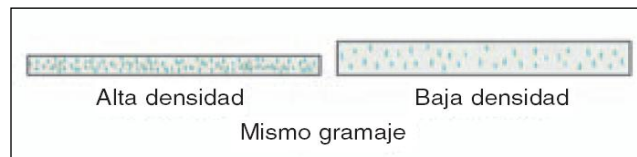


Figura 1.3. Densidad del cartón.

1.1.1.4. Volumen.

El Volumen específico o bulk, es la recíproca de la densidad, o sea, el volumen en cm^3 de 1 gramo de papel. En algunos casos se acostumbra utilizar bulk, cuando se trata de papeles voluminosos (**Figura 1.4**).

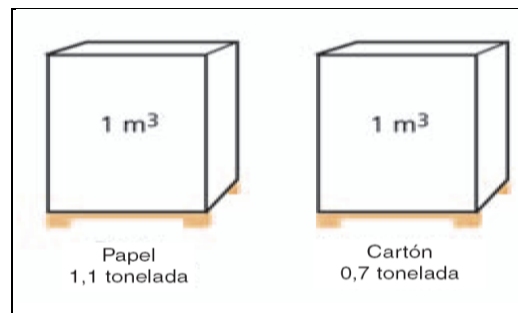


Figura 1.4. Volumen del cartón o Bulk

1.1.1.5. Dirección máquina.

Cuando se fabrica el cartón, las fibras de la pasta se alinean en paralelo a la dirección en la que la lámina de cartón se está moviendo (**figura 1.5**). Esto significa que el cartón será más fuerte y más rígido es esa dirección. Consecuentemente, la dirección máquina es perpendicular a la anchura de la lámina de cartón. En términos de plegabilidad, un pliegue en sentido contrario a la dirección máquina es mejor que un pliegue paralelo a la misma.

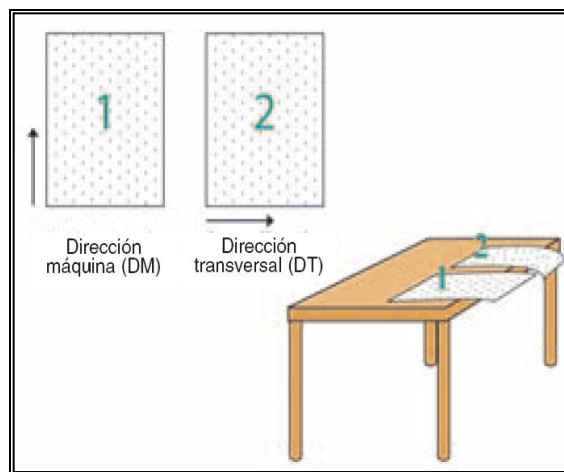


Figura 1.5. Dirección máquina.

1.1.1.6. Rigidez.

La rigidez es una de las propiedades más importantes del cartón. La demanda de rigidez recorre toda la cadena del envase: desde el transporte hasta el lineal y de aquí al consumidor. El cartón es el único material que tiene la capacidad de ofrecer una gran rigidez por unidad de peso. Sin ella, el cartón no podría cumplir con su función primaria, que es proteger el contenido del envase (**figura 1.6**).

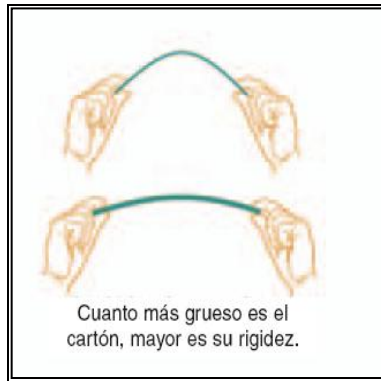


Figura 1.6. Rigidez del cartón.

1.1.1.7. Fuerza de superficie.

Es la capacidad del cartón para tolerar fuerzas sobre su superficie; por ejemplo, la pegajosidad y la tinta durante su impresión (**figura 1.7**). Esto es importante para que el cartón no se rasgue durante el proceso de impresión.

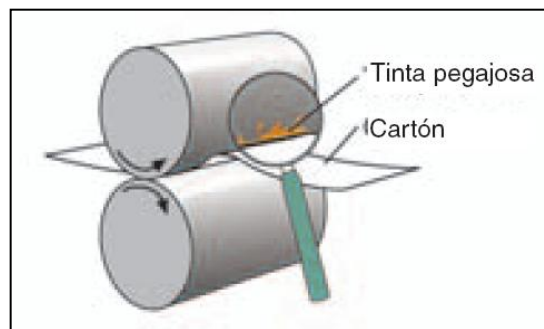


Figura 1.7. Fuerza de superficie del cartón.

1.1.2. Tipos de cartón.

Según la materia prima empleada en su fabricación, pueden distinguirse cuatro tipos de cartoncillo:

- Cartón sólido blanqueado o cartulinas, SBS: Fabricado con pasta química blanqueada en las capas interiores y capas de estuco en la cara superior y en el reverso. Se utiliza para envase de la industria cosmética, farmacéutica y otros envases de lujo.
- Cartón sólido no blanqueado, SUS: Más resistente que el anterior, se utiliza para embalajes de bebidas (agrupaciones de botellas y latas)
- Cartón *folding*, GC: Se fabrica con varias capas de pasta mecánica entre capas de pasta química. Se utiliza en envases de alimentos congelados y refrigerados, de dulces, etc. Los cartones multicapas se fabricaron tradicionalmente utilizando pulpa kraft en las capas superior e inferior, y materiales de bajo costo en las capas intermedias, que le imparten la rigidez a la flexión requerida. Colocando diferentes tipos de pulpa en las distintas capas se logra el mejoramiento de la economía de fibras y de las propiedades. La industria del cartón tiende a utilizar materias primas que produzcan menor costo de global, mayor aprovechamiento de los recursos fibrosos, y un impacto ambiental positivo. La utilización fibras de menor costo (fibra reciclada, pulpa mecánica), haría propicio la instalación de pequeños emprendimientos para la producción de cartones multicapas, con un impacto que se verá reflejado en aspectos socioeconómicos del lugar. En las estructuras de cartones multicapas es importante el tipo de material que conforma cada capa, y en especial su ubicación relativa. La composición de cada capa depende del uso final del cartón.
- Cartón de fibras recicladas, GD y GT: Se fabrica con fibras recuperadas; está formado por muchas capas de diversos tipos de fibras. Se utiliza para los envases de cereales, juguetes, zapatos...

1.2. COLAS Y ADHESIVOS.

Los adhesivos son mezclas de polímeros o monómeros, que polimerizan durante el proceso de adhesión, con otros aditivos como antioxidantes, estabilizantes, plastificantes, retardantes entre otros, con la participación o no de disolventes. **Ver anexo 6.**

La adhesión se puede definir como la fuerza capaz de mantener unidas las moléculas de materiales de distinta naturaleza. Por el contrario, el término cohesión se emplea para designar a la fuerza de atracción entre las moléculas de un mismo material. La adhesión se trata de un fenómeno abordable desde diferentes disciplinas, aunque todas ellas caen dentro del ámbito de la físico-química.

Son numerosas las teorías postuladas para interpretar el fenómeno de la adhesión. La *teoría mecánica* considera que la adhesión ocurre por el anclaje del material adhesivo en los poros y puntos de rugosidad del sustrato (**figura 1.8**).

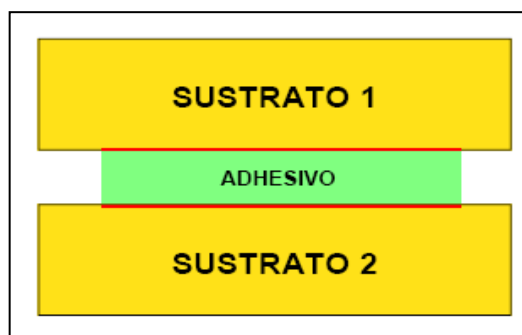


Figura 1.8. Esquema básico de una unión adhesiva.

Las uniones adhesivas presentan las siguientes ventajas:

- Distribución uniforme de tensiones.
- Rigidez de las uniones.
- No se produce distorsión del sustrato
- Permiten la unión económica de distintos materiales
- Uniones selladas.
- Aislamiento.
- Reducción del número de componentes.
- Mejora del aspecto del producto.
- Compatibilidad del producto.

Uniones híbridas como inconvenientes de los adhesivos, podemos destacar:

- Necesidad de preparación superficial.
- Espera de los tiempos de curado.
- Dificultad de desmontaje.
- Resistencias mecánica y a la temperatura limitadas.
- Inexistencia de ensayos no destructivos.

Los adhesivos son puentes entre las superficies de los sustratos, tanto si son del mismo, como si son de distinto material. El mecanismo de unión depende de:

- La fuerza de unión del adhesivo al sustrato o **adhesión**.
- La fuerza interna del adhesivo o **cohesión**. (figura 1.9)

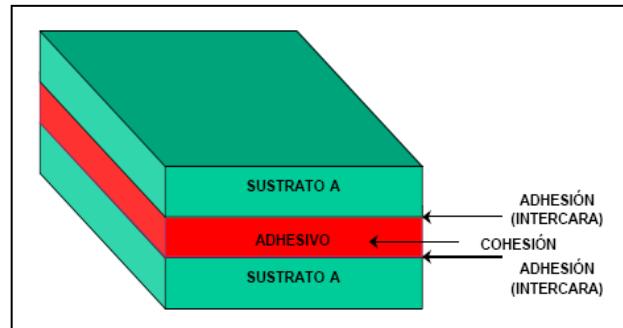


Figura 1.9. Diferencia entre cohesión y adhesión.

Podemos evaluar la adhesión de dos sustratos simplemente realizando un ensayo de rotura de la unión adhesiva. Así, el fallo de una unión adhesiva puede ocurrir según tres posibles modos:

- Separación por adhesión: cuando la separación se produce en la interfase sustrato-adhesivo.
- Separación por cohesión: cuando se produce la ruptura del adhesivo.
- Ruptura de sustrato: cuando el propio sustrato rompe antes que la unión adhesiva o que la interfase sustrato-adhesivo (figura 1.10).

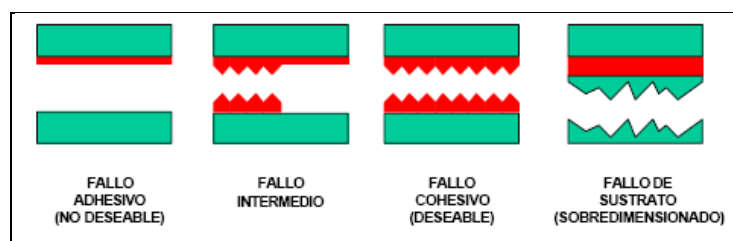


Figura 1.10. Modos de fallo de uniones adhesivas.

Cuando se diseña una unión adhesiva se pretende que la rotura no sea en ningún caso adhesivo, es decir, que la separación nunca se produzca en la inter fase sustrato-adhesivo. Los modos de rotura adhesiva no son nunca predecibles, puesto que la magnitud de la fuerza de adhesión, como se verá en posteriores temas, depende de un gran número de factores rara vez controlables en su totalidad. Por contrario, sí se pueden conocer las características mecánicas del adhesivo y, por tanto, se pueden predecir las cargas a la rotura en modo cohesivo bajo diferentes tipos de esfuerzos.

Una de las clasificaciones más empleadas se basa en el mecanismo de formación de la junta adhesiva. Así, se pueden distinguir dos grandes grupos de adhesivos. Los adhesivos pre polimerizados, es decir, aquéllos cuyo polímero ya existía antes de ser aplicado el adhesivo sobre la unión, y adhesivos reactivos.

Adhesivos pre polimerizados en fase líquida.

- Soluciones acuosas como los cementos, las colas o el almidón.
- Soluciones orgánicas como el caucho natural.
- Emulsiones o líquidas como los adhesivos en base a PVC.

Los principios de la adhesión son comunes a todas las familias adhesivas.

1.3. ESFUERZO SIMPLE.

Uno de los problemas básicos de la ingeniería es seleccionar el material más apropiado y dimensionarlo correctamente, de manera que permita que la estructura o máquina proyectada trabaje con la mayor eficacia. Para ello es esencial determinar la resistencia, la rigidez y otras propiedades de los materiales.

El esfuerzo en un cuerpo con carga es el cociente de la fuerza interna (tensión, compresión o cortante) y el área considerada en el cuerpo.

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (1.1)^2$$

1.3.1. Fuerza cortante y momento flexionante en vigas.

El problema fundamental de la resistencia de materiales es la determinación de las relaciones entre los esfuerzos y las deformaciones producidas por las fuerzas que se aplican a un elemento o a una estructura.

En la **(figura 1.11)** se muestran varios tipos de vigas con distintas condiciones de sujeción. Una viga simplemente apoyada en sus extremos, o viga simple, tiene una articulación en un extremo y un apoyo móvil sobre rodillos en el otro. Una viga en voladizo, o ménsula, se sujeta en un solo extremo, en un empotramiento que impide el giro de dicho extremo. Una viga apoyada con voladizos está apoyada mediante una articulación y un apoyo de rodillos, pero uno o los dos extremos sobresalen de los soportes. Todas estas vigas son estáticamente determinadas, ya que sus reacciones pueden determinarse directamente mediante la aplicación de las ecuaciones de equilibrio estático.

² GIECK, Kurt. Manual de formulas técnicas. 30 ed. México D.F. Alfaomega, 2000. P1 p.

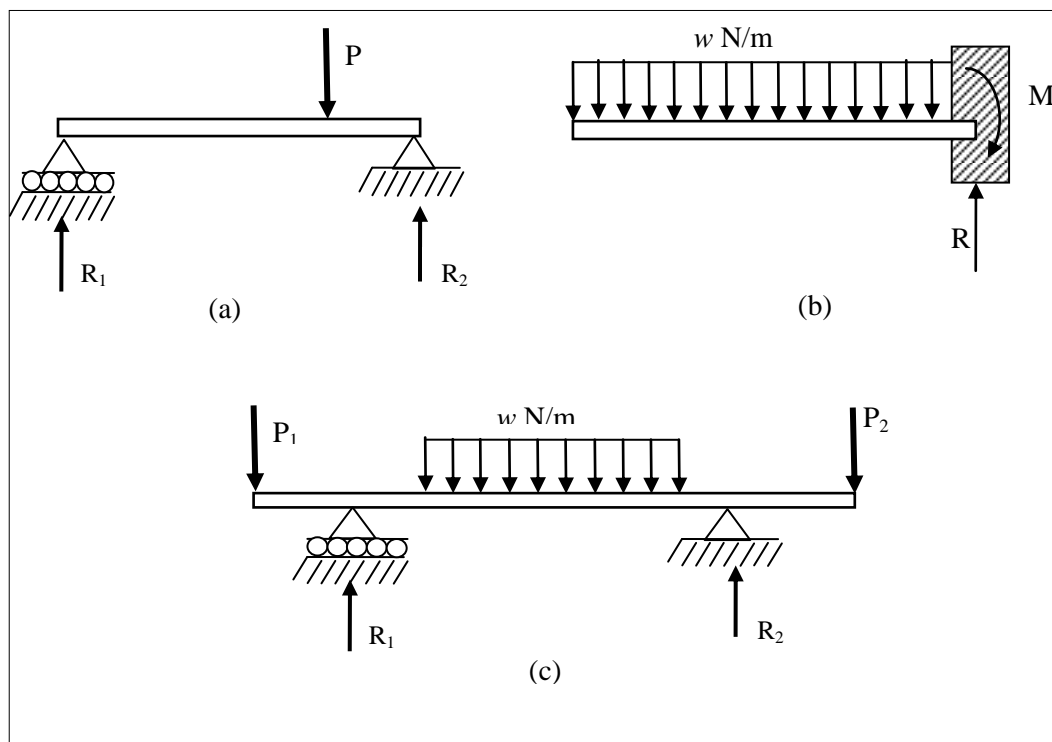


Figura 1.11. Vigas estáticamente determinadas. (a) Viga simplemente apoyada. (b) Viga en voladizo o ménsula. (c) Viga simplemente apoyada con dos voladizos.³

1.3.1.1. Fuerza cortante y momento flexionante.

En la **(figura 1.12a)** se representa una viga simplemente apoyada, en equilibrio bajo la acción de una fuerza concentrada P y de sus reacciones R_1 y R_2 . Por el momento, se desprecia el peso propio de la viga y solamente se tiene en cuenta el efecto de la carga P . Supongamos que se corta la viga por una sección $a-a$ a una distancia x de R_1 , quedando la viga dividida en dos partes. El diagrama de cuerpo libre de la porción izquierda, **(figura 1.12b)**, se observa que la fuerza exterior aplicada es R_1 . Para mantener el equilibrio, en la sección de corte $a-a$ deben aparecer unas fuerzas resistentes, necesarias para satisfacer las condiciones de la estática, fuerzas que representan la acción de la parte derecha suprimida sobre la porción izquierda considerada. En este caso, y como la fuerza exterior aplicada es vertical, se satisface directamente la condición.

$$\sum F_x = 0 \quad (1.2)^4$$

³ SINGER, Ferdinand L. Resistencia de materiales. 3 ed. México: Harla S.A. 1982. 89 p.

Siendo el eje x horizontal.

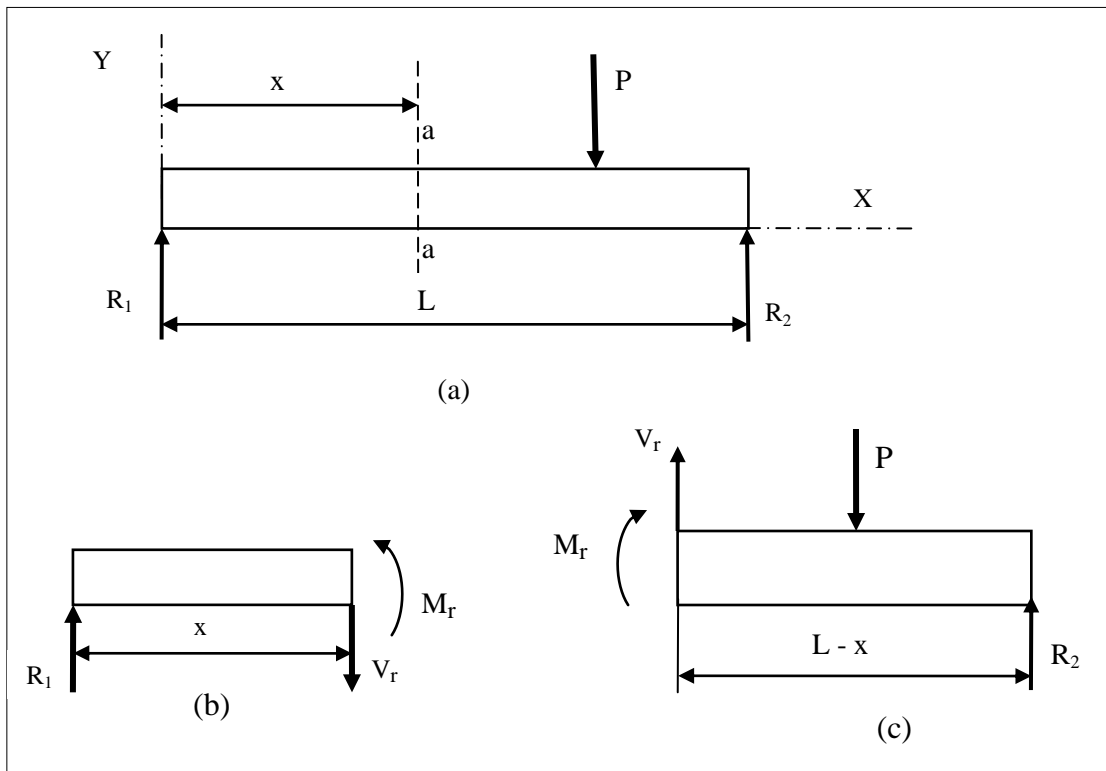


Figura 1.12. Equilibrio de las partes de una viga a la izquierda y a la derecha de una sección a-a⁵.

Para satisfacer la condición.

$$\sum Fy = 0 \quad (1.2)^6$$

Las fuerzas interiores de la sección a-a deben originar una fuerza resistente que se oponga a R_1 . Esta fuerza es V , de la **(figura 1.12b)**, a la que se puede llamar fuerza resistente cortante.

⁴ SINGER, Ferdinand L. Resistencia de materiales. 3 ed. México: Harla S.A. 1982. 89 p.

⁵ SINGER, Ferdinand L. Resistencia de materiales. 3 ed. México: Harla S.A. 1982. 89 p.

⁶ SINGER, Ferdinand L. Resistencia de materiales. 3 ed. México: Harla S.A. 1982. 90 p.

Esta resultante no equilibrada de las fuerzas exteriores es la que se define como fuerza cortante en una sección y se representa por V , siendo su valor la suma de las componentes verticales de las fuerzas exteriores que actúan a uno u otro lado de la sección. Esta definición y determinación del valor de la fuerza cortante, o fuerza de corte o simplemente, *cortante* conduce a la expresión analítica.

$$V = \sum Fy \quad (1.3)^7$$

La fuerza resistente cortante V , producida en cualquier sección por los esfuerzos interiores, es siempre igual y opuesta a la fuerza cortante V . Al calcular V , las fuerzas que actúan hacia arriba se consideran positivas. De acuerdo con estos signos convencionales, en la **(figura 1.13)** se observa el efecto de una fuerza cortante positiva que tiende a hacer resbalar hacia arriba la porción izquierda de la viga respecto a la porción derecha, y viceversa cuando es negativa.

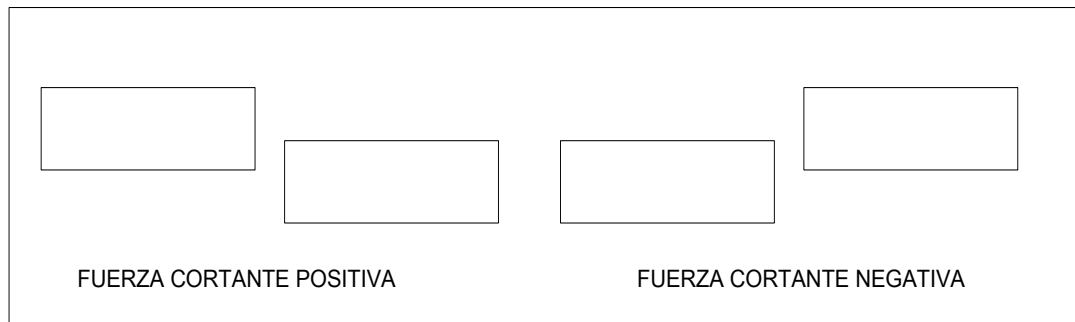


Figura 1.13. Movimientos relativos que corresponden al signo de la fuerza cortante.⁸

Para completar el equilibrio en el diagrama de cuerpo libre de la **figura 1.12b**, la suma de momentos también debe ser nula. En este caso, R_1 y V , son iguales y de sentido contrario, por lo que producen un par.

$$M = R_1 \cdot x \quad (1.4)^9$$

⁷ Ibid. p 90.

⁸ SINGER, Ferdinand L. Resistencia de materiales. 3 ed. México: Harla S.A. 1982. 90 p.

⁹ Ibid. p 90.

Que se llama *momento flexionante*, porque tienden a curvar o flexionar la barra. Los esfuerzos interiores de la sección a-a deben originar un par resistente igual y opuesto que, actuando como se indica en la **figura 1.12**, restablezca el equilibrio de momentos. En la mayoría de los casos, el diagrama de cuerpo libre tiene varias fuerzas exteriores aplicadas, como se observa en la **figura 1.14a**, por lo que es necesaria una definición más completa del momento flexionante y su determinación.

1.3.1.2. Definición de momento flexionante.

El momento flexionante es la suma de los momentos de todas las fuerzas que actúan en la porción de viga a la izquierda o a la derecha de una sección, respecto al eje perpendicular al plano de las fuerzas y que pasa por el centro de gravedad centroide de la sección considerada. Analíticamente viene dado por:

$$M = (\sum M)_{izq} = (\sum M)_{der} \quad (1.5)^{10}$$

En donde el subíndice *izq.* pone de manifiesto que el momento se evalúa con las fuerzas de la izquierda y el subíndice *der.* Se refiere a las fuerzas de la derecha.

Si las fuerzas exteriores son perpendiculares a la viga, como en la **figura 1.14a**, es indiferente que el eje respecto al cual se calculan los momentos sea el que pase por a o el que pase por B o por cualquier otro punto de la sección, como en la **figura 1.14b**, el brazo de la palanca de las mismas no queda determinado más que si se fija la posición del eje respecto al cual se van a tomar los momentos, en una determinada sección.

¹⁰ Ibid. p 91.

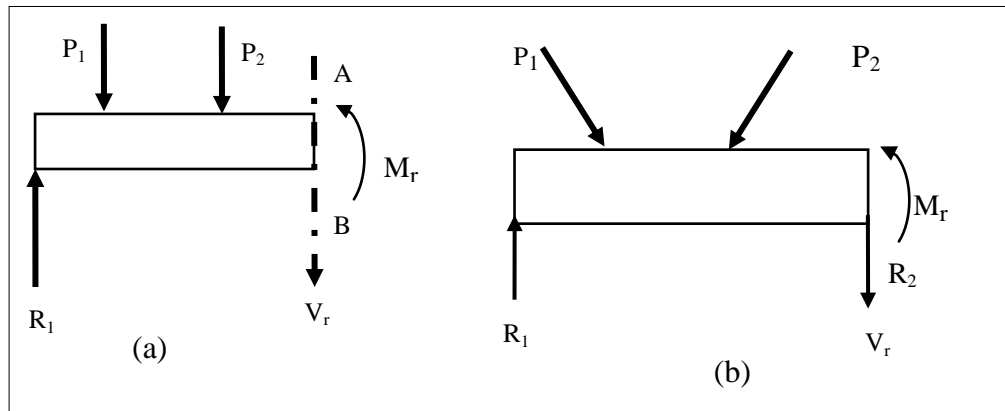


Figura 1.14. Aplicación de diferentes fuerzas sobre las vigas.¹¹

1.3.1.3. Signo del momento flexionante.

El criterio más extendido es que el momento flexionante es positivo si la flexión que produce en la viga presenta la concavidad hacia arriba, como se observa en la **figura 1.15**. Un criterio equivalente es que *las fuerzas que actúan hacia arriba respecto de cualquier sección producen momentos flexionantes positivos y las fuerzas que actúan hacia abajo dan lugar a momentos flexionantes negativos*. Considerando la porción izquierda de la viga, **figura 1.12b**, esta conveniencia también equivale a que los momentos en el sentido del reloj sean positivos, como el producido por R_1 , pero considerando la porción derecha, como en la **figura 1.12c**, la convención indica que el momento de la reacción R_2 es positivo, en sentido contrario al reloj. Este criterio tiene la ventaja de que permite calcular el momento flexionante sin posibilidad de confusión de signos, en función de las fuerzas a la izquierda, o a la derecha, de la sección, según donde sea más cómodo o fácil el cálculo, por haber menos fuerzas, o por ser estas más sencillas, por ejemplo. No se necesita pensar si el momento tiene el sentido del reloj o el contrario, y solo hay que recordar que las fuerzas positivas, hacia arriba, producen momentos flexionante positivo, ya sea que actúe a la izquierda o a la derecha de la sección.

¹¹ SINGER, Ferdinand L. Resistencia de materiales. 3 ed. México: Harla S.A. 1982. 91 p.

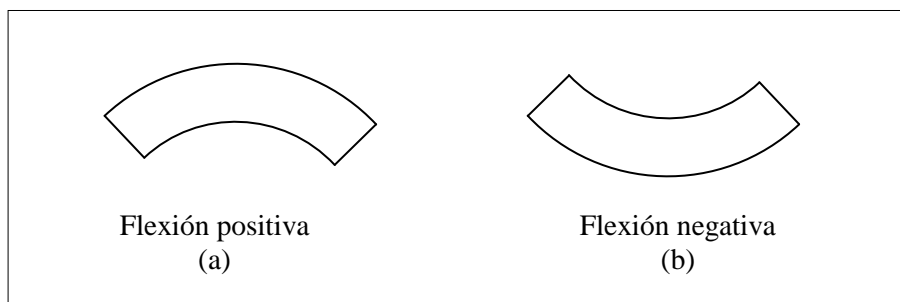


Figura 1.15. Curvaturas correspondientes al signo del momento flexionante.¹²

1.3.1.4. Diagrama de fuerza cortante y momento flexionante.

Son simplemente representación grafica de las distribuciones correspondientes, dibujadas en los sistemas de ejes coordenados $V-x$ y $M-x$, y suelen colocarse debajo del diagrama de cargas, como en (b) y (c) de la **figura 1.16**.

Las discontinuidades en el diagrama de fuerza cortante, **figura 1.16b**, se unen mediante líneas verticales que representan el cambio brusco de aquella producido por las fuerzas concentradas. Una última observación que los máximos y mínimos del diagrama de momentos corresponden siempre a secciones de fuerza cortante nula, se hace notar aquí con los valores de x que hacen máximo M_{AB} se pueden obtener igualando a cero la derivada de M_{AB} con respecto a x . Esta derivada da, como se puede comprobar en cada tramo, la distribución correspondiente de la fuerza cortante y, por tanto, el máximo momento corresponde a la sección de la fuerza cortante nula.

La fuerza cortante y el momento flexionante, en los puntos de discontinuidad, se determinan sustituyendo los correspondientes valores de x en las ecuaciones (1.1) a (1.5) aunque en general, es más sencillo determinar estos valores directamente aplicando las definiciones V y M a estas secciones.

¹² SINGER, Ferdinand L. Resistencia de materiales. 3 ed. México: Harla S.A. 1982. 91 p.

Un último punto de gran interés es el que se expone a través de la **figura 1.16d** que muestra la forma que adquiere la viga bajo la acción de las cargas aplicadas, suponiendo que fuera muy flexible. Entre A y E es cóncava hacia arriba y entre E y D es cóncava hacia abajo. Puesto que cualquier magnitud a la que se le asocie el adjetivo “hacia arriba” se considera, por conveniencia, con signo positivo, no debe extrañar que el diagrama de momentos tenga signo más entre A y E, mientras que entre E y D, en donde la viga vuelve su concavidad hacia abajo, tenga signo menos. Trazando pues, la forma aproximada de la deformación de la viga, sirve de confrontación con los signos obtenidos para el momento flexionante.

En el punto E cambia de forma, de cóncava hacia arriba a cóncava hacia abajo, se tiene un *punto de inflexión* y corresponde a la sección de momento flexionante nulo. Su posición se determina igualando a cero la expresión:

$$M_{BC} = 0 \quad (1.6)^{13}$$

¹³ Ibid. p 95.

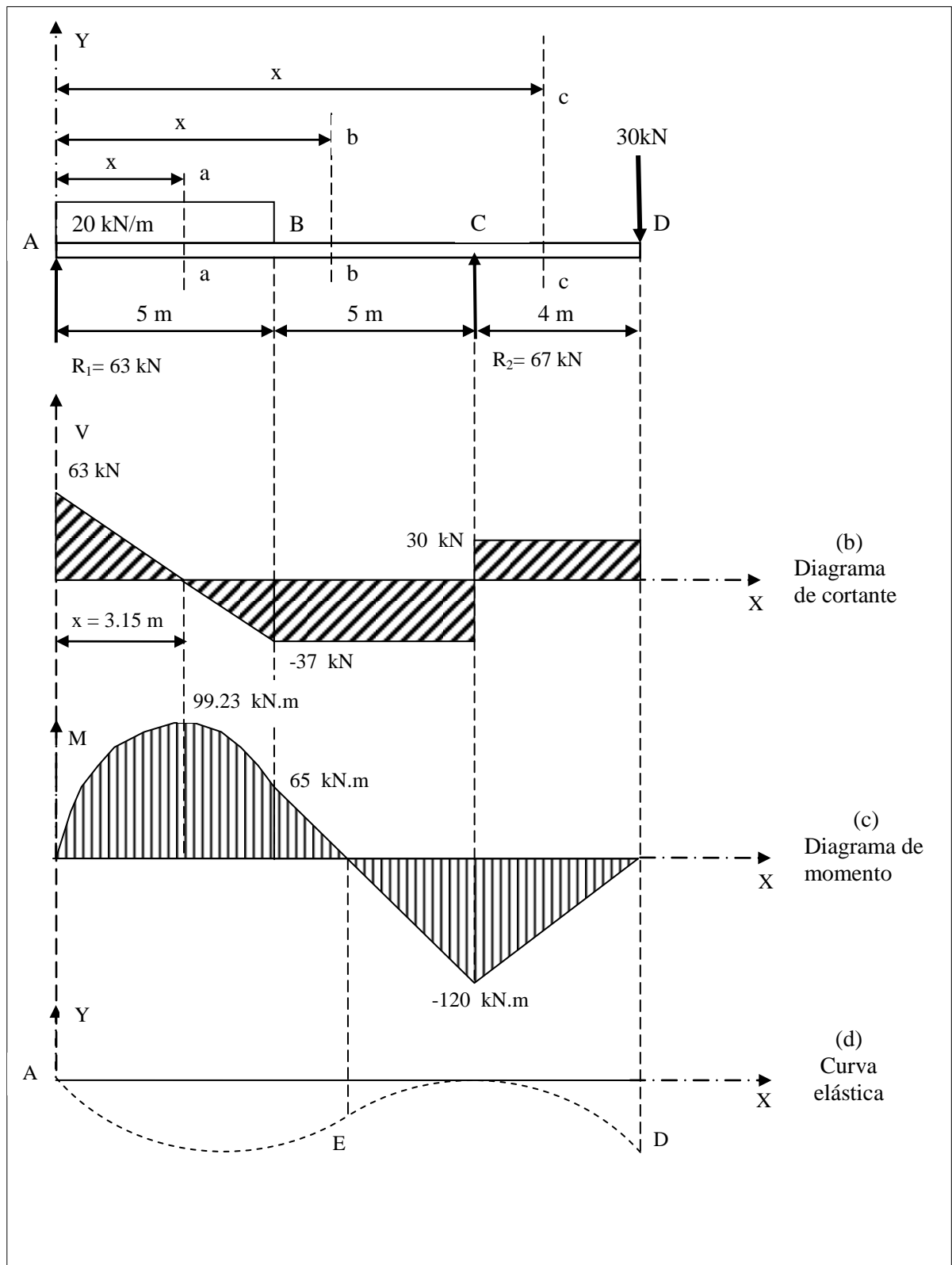


Figura 1.16. Diagrama de fuerza cortante y momento flexionante.¹⁴

¹⁴ SINGER, Ferdinand L. Resistencia de materiales. 3 ed. México: Harla S.A. 1982. 94 p.

1.3.2. Deformación en vigas.

Frecuentemente, el diseño de una viga queda determinado más por su rigidez que por su resistencia. Por ejemplo, al diseñar elementos de máquina para trabajos de precisión, tales como tornos, prensas, limadoras, etc. Las deformaciones deben permanecer por debajo de las tolerancias admisibles del trabajo que se va a realizar. Una de las más importantes aplicaciones del estudio de la deformación de las vigas es, por otra parte, la obtención de ecuaciones de deformación que junto con las condiciones de equilibrio estático, que permitan resolver las vigas estáticamente indeterminadas.

Se utiliza varios métodos para determinar la deformación de las vigas. Aunque basados en los mismos principios, difieren en su técnica y en sus objetivos inmediatos.

- En primer lugar, se estudia un procedimiento modernizado del método de la doble integración, que simplifica mucho su aplicación.
- Área de momentos, se considera el más directo de todos, en especial si se desea conocer la deformación en un punto determinado.
- Otros métodos son el de la viga conjugada y el de superposición. el método de la viga conjugada es realmente una variante del método del área de momentos, pero difiere en su aplicación práctica.
- El método de superposición no es un método distinto; utiliza las formulas obtenidas para las deformaciones, en ciertos tipos fundamentales de cargas, para obtener las soluciones correspondientes a cargas que sean combinaciones de estos tipos fundamentales.

1.3.2.1. Deflexiones por el método de superposición.

“Como método suplementario para la evaluación de pendientes y ordenadas de la elástica se pueden utilizar los resultados de algunos tipos sencillos de cargas, para obtener, por suma de efectos, las soluciones correspondientes a cargas más complicadas. Este procedimiento llamado *método de superposición*, determina la pendiente y la deflexión en un punto de una viga por suma de las pendientes o de las deflexiones producidas, en ese mismo punto por cada una de las cargas cuando están actuando por separado. La única restricción o condición impuesta para poder aplicar este método es que cada carga aislada no debe producir un cambio apreciable en la forma inicial o en la longitud de la viga, esto es, la actuación de cada carga no debe influir en la forma de actuar de las demás.

La aplicación del método de superposición presenta notables ventajas, sobre todo cuando las cargas son una combinación de los tipos que aparecen en el **Anexo 7**. Para cargas parcialmente distribuidas, el método requiere una integración (**figura 1.17**). En tales casos es preferible el método de la doble integración. Si de lo que se trata es de calcular la deflexión o la pendiente en un punto determinado, lo mejor es el método del área de momentos”.¹⁵

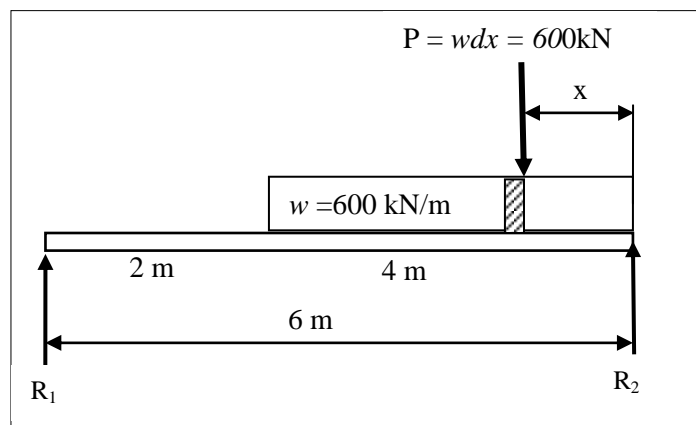


Figura 1.17. Cargas parcialmente distribuidas.¹⁶

¹⁵ SINGER, Ferdinand L. Resistencia de materiales. 3 ed. México: Harla S.A. 1982. 217 p.

¹⁶ SINGER, Ferdinand L. Resistencia de materiales. 3 ed. México: Harla S.A. 1982. 220 p.

1.3.3. Esfuerzos combinados.

Anteriormente se han estudiado tres tipos básicos de cargas: axiales, de torsión y de flexión. Cada uno de ellos se consideró que actuaba aisladamente sobre la estructura. En la presente lección se tratan los casos en que actúan conjuntamente dos o más de estos esfuerzos. Los tres tipos fundamentales de cargas y sus correspondientes formulas se resumen en las siguientes.

- Esfuerzo por carga axial.

$$\sigma_a = \frac{P}{A} \quad (1.7)^{17}$$

- Esfuerzo por carga de torsión.

$$\tau = \frac{T}{J} \quad (1.8)^{18}$$

- Esfuerzo por carga de flexión.

$$\sigma_f = \frac{My}{I} \quad (1.9)^{19}$$

Hay cuatro combinaciones posibles de cargas: (1) axial y flexión; (2) axial y torsión; (3) torsión y flexión, y (4) axial, torsión y flexión.

¹⁷ SINGER, Ferdinand L. Resistencia de materiales. 3 ed. México: Harla S.A. 1982. 289 p.

¹⁸ Ibid. p. 289.

¹⁹ Ibid. p 289.

1.4. FACTORES DEL DISEÑO O FACTOR DE SEGURIDAD²⁰

“El término factor del diseño, N , es medida de seguridad relativa de un componente bajo la acción de una carga. En la mayor parte de los casos, la resistencia del material con que se fabricará el componente se divide entre el factor del diseño para determinar un *esfuerzo del diseño*, que a veces se llama *esfuerzo admisible* o *esfuerzo permisible*. Entonces el esfuerzo real que se desarrolla en el componente debe ser menor que el esfuerzo de diseño. Para algunos tipos de carga, es más cómodo establecer una relación con la que se pueda calcular el factor de diseño, N , a partir de los esfuerzos reales aplicados y de la resistencia del material.

El diseñador deberá determinar cual será su valor razonable del factor de diseño en determinado caso. Con frecuencia el valor del factor de diseño o esfuerzo del diseño está definido por los códigos establecidos por organizaciones de normalización. Algunas empresas han adoptado sus propias políticas para especificar factores de diseño basados en su experiencia con condiciones parecidas.

Cuando no se cuenta con códigos o normas, el diseñador debe aplicar a su juicio para especificar el factor de diseño adecuado. Parte de la filosofía del diseño, se refiere a asuntos como la naturaleza de la aplicación, el ambiente la naturaleza de las cargas sobre el componente que se va a diseñar, el análisis de esfuerzos, las propiedades del material y el grado de confianza en los datos que se emplean en el proceso de diseño. Todas estas consideraciones afectan la decisión acerca de qué valor del factor de diseño es el adecuado. En el libro de “Diseño de elementos de máquinas” de Robert Mott emplea los siguientes lineamientos”.²¹

²⁰ SHIGLEY'S. Diseño en Ingeniería Mecánica, Sexta Edición. Mc Graw Hill, 30p.

²¹ MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México: Pearson Educación, 2006. p 185.

1.4.1. Materiales dúctiles.

- a) **N= 1.25 a 2.0.** El diseño de estructuras bajo cargas estáticas, para las que haya un alto grado de confianza en todos los datos del diseño.
- b) **N= 2.0 a 2.5.** Diseño de elementos de máquinas bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos del diseño.
- c) **N= 2.5 a 4.0.** Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzos, o el ambiente.
- d) **N= 4.0 o más.** Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre en cuanto a alguna combinación de cargas, propiedades del material, análisis de esfuerzos o el ambiente. El deseo de dar una seguridad adicional a componentes críticos puede justificar también el empleo de estos valores.

1.4.2. Materiales frágiles.

- a) **N= 3.0 a 4.0.** Diseño de estructuras bajo cargas estáticas donde haya un alto grado de confianza en todos los datos del diseño.
- b) **N= 4.0 a 8.0** Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre acerca de cargas, propiedades de materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente.

1.5. DISEÑO DE EJES.

A causa del desarrollo simultaneo de los esfuerzos cortantes torsionales y los esfuerzos flexionantes, el análisis de esfuerzos en un eje implica casi siempre emplear un método de esfuerzos combinados. El método recomendado para diseñar y analizar ejes es el de la *teoría de falla por energía de distorsión*. También pueden desarrollarse esfuerzos cortantes verticales y esfuerzos normales directos, por cargas axiales. Estos esfuerzos pueden dominar en ejes muy cortos, o en porciones w del eje donde no existen flexión ni torsión.

Las tareas específicas que deben desarrollarse en el diseño y análisis de un eje dependen de su diseño propuesto, además de la forma de aplicarle la carga y de soportarlo. Con esto en mente, lo que sigue es un procedimiento recomendado para diseñar un eje.

1.5.1. Procedimiento para diseñar un eje.²²

1. Determinar la velocidad de giro del eje.
2. Establecer la potencia o el par torsional que debe transmitir el eje.
3. Fijar el diseño de los componentes transmisores de potencia, u otras piezas que se montaran sobre el eje, y especificar el lugar requerido para cada uno.
4. Especificar la ubicación de los cojinetes a soportar en el eje. Por lo común se supone que se usan solo dos cojinetes para sostener un eje. Se supone que las reacciones en los ejes que soportan cargas radiales actúan en un punto medio de los cojinetes. por

²² MOTT, Op.cit. p.533.

ejemplo, si se usa un rodamiento de bolas de una sola hilera, se supone que la carga pasa directamente por las bolas. Si en el eje existen cargas de empuje (axiales), se debe especificar el cojinete que reaccionará contra el empuje. Entonces, el que no resiste el empuje debe poder moverse un poco en dirección axial, para asegurar que en él se ejerza una fuerza de empuje inesperado y no deseado.

Si es posible, los cojinetes deben colocarse a cada lado de los elementos transmisores de potencia, para obtener un soporte estable del eje y para producir cargas razonablemente bien balanceadas en los cojinetes. Estos se deben colocar cerca de los elementos de transmisión de potencia para minimizar los momentos flexionantes. También se deben mantener lo bastante pequeña la longitud general del eje, para mantener las deflexiones dentro de los valores razonables.

5. Poner la forma general de los detalles geométricos para el eje, considerando la forma de posición axial en que se mantendrá cada elemento sobre el eje, y la forma en que vaya efectuarse la transmisión de potencia de cada elemento al eje. Por ejemplo considere el eje de la **figura1.18**, el cual va a cargar dos engranajes, y va a ser el eje intermedio de una transmisión del tipo de engranajes rectos, de doble reducción. El engrane A recibe la potencia del engrane P a través del eje de entrada. la potencia se transmite del engrane A al eje, a través de la cuña en la interfase entre el cubo del engrane y el eje. Después, la potencia sigue por el eje C. Entonces, este último transmite la potencia al engrane Q y en consecuencia, al eje de salida. Los lugares de los engranes y los cojinetes quedan determinados por la configuración general del reductor.

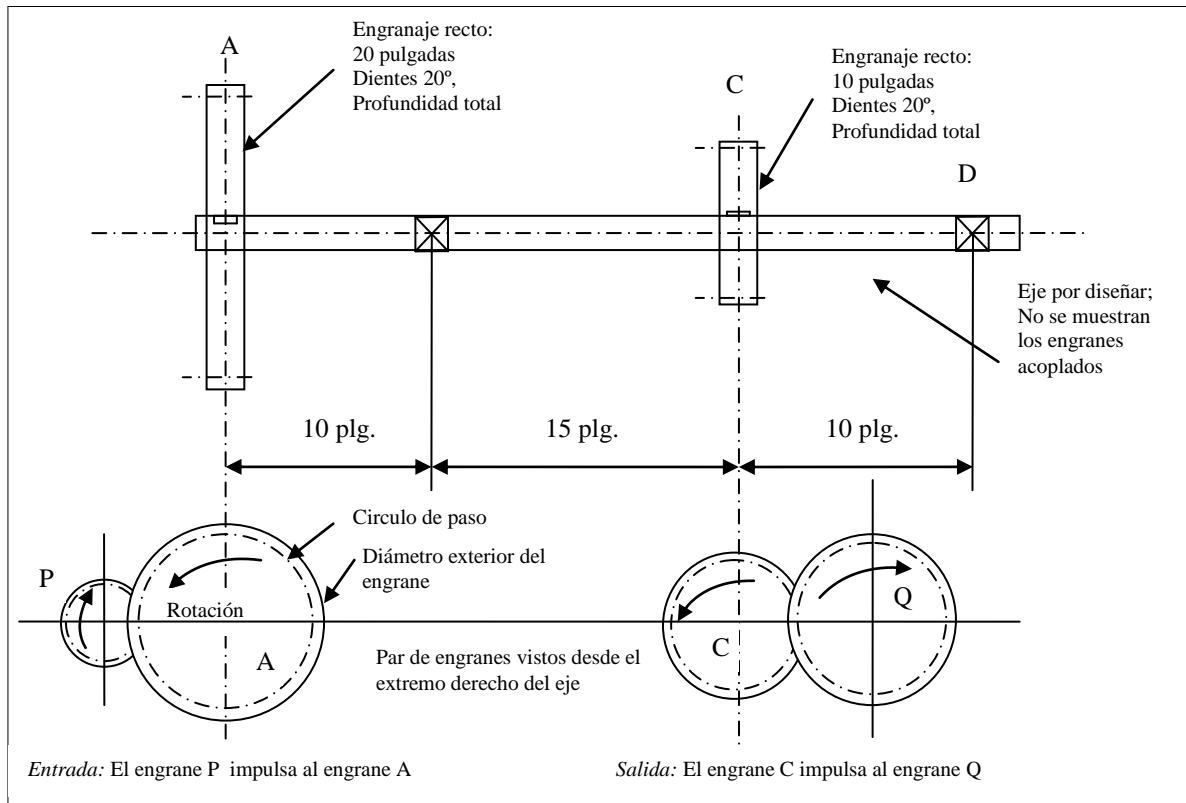


Figura1.18. Eje intermedio para un reductor de velocidad del tipo de engranes rectos y doble reducción.²³

Ahora se decidirá colocar los cojinetes en los puntos B y D del eje que se va a diseñar. Pero ¿Cómo se localizarán los cojinetes y los engranajes, para asegurar que mantengan su posición durante el funcionamiento, manejo y transporte, entre otras tareas? Naturalmente, hay muchas maneras de hacerlo. Una es la que se propone en la **figura1.19**. Se deben maquinar escalones en el eje, para que tenga la superficie contra las cuales asentar los cojinetes y los engranes, por uno de sus lados en cada caso. Los engranajes se sujetan del otro lado mediante anillos de retención introducidos a presión en ranuras fabricadas sobre el eje. Los cojinetes se sujetarán en la posición por la acción de la caja, donde recargan las pistas exteriores de los rodamientos. Se maquinarán cuñeros en el eje, en el lugar de cada engrane. Esta geometría propuesta suministra una localización positiva para cada elemento.

²³ MOTT, Op.cit. p.533.

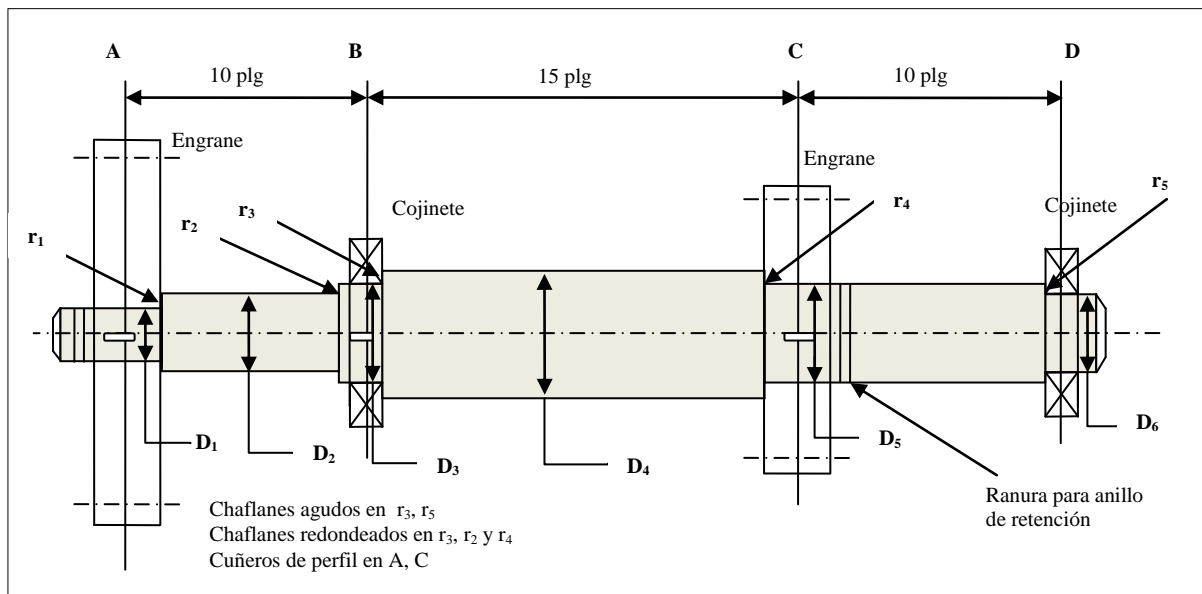


Figura 1.19. Dimensiones propuestas para el eje de la figura 1.44.²⁴

6. Determinar la magnitud del par torsional que se desarrolla en cada punto del eje. Se recomienda preparar un diagrama de par torsional, como se indicará después.
7. Determinar las fuerzas que obran sobre el eje, en dirección radial y axial.
8. Descomponer las fuerzas radiales en direcciones perpendiculares, las cuales serán en general, vertical y horizontal.
9. Calcular las reacciones en cada plano sobre todos los cojinetes de soporte.
10. Generar los diagramas de fuerza cortante y momento flexionante completos, para determinar la distribución de momentos flexionantes en el eje.
11. Seleccionar el material con el que se fabricará el eje y especifique su condición: estirado en frío, y con tratamiento térmico, entre otras. Lo más común son los aceros al carbón simple o aleados, con contenido medio de carbón, como los AISI 1040,

²⁴ MOTT, Op.cit. p.534.

4140, 4340, 4640, 5150, 6150 Y 8650. Se recomienda que la ductilidad sea buena, y que el porcentaje de elongación sea mayor que el 12%, aproximadamente. Determine la resistencia última, la resistencia de fluencia y el porcentaje de elongación del material seleccionado.

12. Determinar un esfuerzo de diseño adecuado, contemplando la forma de aplicar la carga (uniforme, choque, repetida en invertida u otras mas).

13. Analizar cada punto crítico del eje, para determinar el diámetro mínimo aceptable del mismo, en ese punto. En general, hay varios puntos críticos e incluyen aquellos donde se da un cambio de diámetro, donde se presentan los valores mayores de par torsional y momento flexionante, y donde haya concentración de esfuerzos.

14. Especificar las dimensiones finales para cada punto en el eje. Por lo común, los resultados del paso 13 sirven como guía, y entonces se escogen valores adecuados. También se deben especificar los detalles del diseño, como las tolerancias, los radios del chaflán, la altura de escalones y las dimensiones del cuñero. A veces, el tamaño y las tolerancias del diámetro de un eje quedan determinados por el elemento que se va a montar en él. Por ejemplo, en los catálogos de los fabricantes de rodamientos de bolas especifican los límites de los diámetros en ejes, para que sus rodamientos asienten.

1.6. LOS MECANISMOS DE TRANSMISIÓN.

1.6.1. Definición de mecanismo.

Un mecanismo está compuesto por un conjunto de elementos que cumplen una función para lograr un fin específico.

Un mecanismo es un dispositivo que transforma el movimiento producido por un elemento motriz (fuerza motriz) en un movimiento deseado de salida (fuerza de salida) llamado elemento conducido (**figura 1.20**).

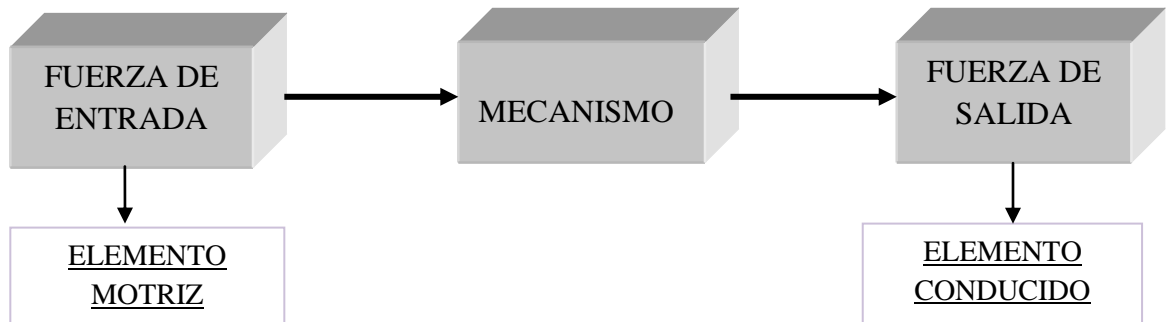


Figura 1.20. Esquema de transmisión.

Estos elementos suelen ir montados sobre ejes de transmisión, que son piezas cilíndricas sobre las cuales se colocan los mecanismos.

Existen dos grupos de mecanismos:

1. Mecanismos de transmisión de movimiento.
2. Mecanismos de transformación de movimiento.

En estos podemos distinguir tres tipos de movimientos:

1. Movimiento circular o rotatorio, como el que tiene una rueda.
2. Movimiento lineal, en línea recta y de forma continua.
3. Movimiento alternativo: Es un movimiento de ida y vuelta, de vaivén. Como el de un péndulo.

Los mecanismos de transmisión son aquellos que el elemento motriz (o de entrada) y el elemento conducido (o de salida) tiene el mismo tipo de movimiento.

Los mecanismos de transformación son aquellos en los que el elemento motriz y el conducido tienen distinto tipo de movimiento.

1.6.2. Transmisión por correa (bandas)

Las correas se utilizan para transmitir el movimiento entre dos árboles relativamente distantes entre sí. Cuando no se exige una relación de transmisión estricta. Excepto para bandas de sincronización, existe un cierto deslizamiento y fluencia; por tanto, la relación de velocidad angular entre los ejes impulsor e impulsado ni es constante ni exactamente igual a la relación de los diámetros de las poleas.

Al adherirse la correa abarcando un ángulo determinado sobre poleas montadas rígidamente al árbol motor y al árbol conducido transmiten potencia, y de esta forma el movimiento, por efecto del rozamiento existente entre polea y correa.

Para que el movimiento se transmita sin deslizamiento la correa debe estar en tensión.

Se entiende por ángulo abarcado el ángulo correspondiente al arco a lo largo al cual se adhiere la correa.

Se utilizan cuatro tipos de bandas (**figura 1.21**):

- Bandas planas de sección rectangular.
- Bandas de sección redonda.

- Bandas de sección trapecial.
- Bandas de sincronización.

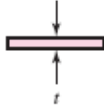


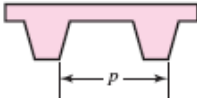
Belt Type	Figure	Joint	Size Range	Center Distance
Flat		Yes	$t = \begin{cases} 0.03 \text{ to } 0.20 \text{ in} \\ 0.75 \text{ to } 5 \text{ mm} \end{cases}$	No upper limit
Round		Yes	$d = \frac{1}{8} \text{ to } \frac{3}{4} \text{ in}$	No upper limit
V		None	$b = \begin{cases} 0.31 \text{ to } 0.91 \text{ in} \\ 8 \text{ to } 19 \text{ mm} \end{cases}$	Limited
Timing		None	$p = 2 \text{ mm and up}$	Limited

Figura 1.21. Características de algunos tipos comunes de bandas.²⁵

1.6.2.1. Bandas planas.

Las transmisiones por banda plana ofrecen flexibilidad, absorción de vibraciones, transmisión eficiente de potencia a altas velocidades, resistencias a atmosferas abrasivas y costo comparativamente bajo. Las bandas pueden operar en poleas relativamente pequeñas y pueden ser empalmadas o conectadas para funcionamiento sinfín. Sin embargo, como requieren alta tensión, también imponen cargas elevadas en los cojinetes. En ocasiones son más ruidosas que otras transmisiones de banda con resbalamiento y su eficiencia es comparativamente baja a velocidades moderadas.

Las bandas planas para transmisión de potencia se dividen en tres clases:

²⁵ SHIGLEY'S. Mechanical Engineering Design, Eighth Edition. Mc Graw Hill, 860 p.

1.6.2.1.1. Convencionales: Bandas planas ordinarias sin dientes, ranuras o entalladuras. Están disponibles en dos tipos :

Reforzadas.- Las cuales utilizan un miembro de tensión para obtener resistencia.

No reforzadas.- las cuales dependen de la resistencia a la tensión de su material básico.

1.6.2.1.2. Ranuradas o entalladuras: Bandas planas básicas modificadas que proporcionan las ventajas de otro tipo de producto de transmisión, por ejemplo, bandas en V (figura 1.22).



Figura 1.22. Banda dentada.

1.6.2.1.3. De mando positivo: Bandas planas básicas modificadas para eliminar la necesidad de fuerza de fricción en la transmisión de potencia.

1.6.2.2. Selección de bandas planas.

Los cálculos para la selección de una banda pueden ser algo complejos. Afortunadamente, muchos fabricantes ofrecen programas de computadora e incluyen en sus catálogos y páginas electrónicas formas simplificadas, que nos llevan de la mano

paso a paso, usando sencillas fórmulas, gráficas y tablas de datos, para hacer una selección adecuada.

Estos procedimientos son aceptables para la mayoría de las máquinas, pero hay transmisiones que por las velocidades, cargas o condiciones de trabajo, requieren de un análisis más detallado. En estos casos es recomendable consultar al fabricante.

1.6.2.2.1. Ángulo de contacto de la polea.

Una transmisión de banda plana presenta una eficiencia de aproximadamente 98%,²⁶ que es más o menos igual a la de una transmisión por engranes. Las bandas planas producen muy poco muy poco ruido y absorben más vibración torsional del sistema, que las bandas en V o de engranes.

Se puede obtener un conjunto de ecuaciones para las bandas cruzadas que se exhiben en la figura 24b. Para ellas, el ángulo de cobertura resulta el mismo que para ambas poleas y esta dado por:

$$\theta = \pi + 2 \sin^{-1} \frac{D+d}{2c} \quad (1.10)^{27}$$

Donde:

D: Diámetro mayor rodillo (plg).

d: Diámetro menor rodillo(plg).

C: Distancia entre centros de los rodillos (plg)

θ : Angulo de contacto (rad)

²⁶ A.W. Wallin, "Efficiency of Synchronous Belts and V-Belts", Proc. Nat. Conf. Power Transmission, vol.5, Illinois Institute of Technology, Chicago, nov. 7-9, 1978, pp. 265-271.

²⁷ SHIGLEY, Joseph E. Diseño en ingeniería mecánica. 6 ed. Mexico D.F. McGraw-Hill. 2002. 1063 p.

1.6.2.2.2. Longitud de la banda

La longitud de las bandas cruzadas se determina mediante la siguiente ecuación (**figura 1.23**).²⁸

$$L = [4C^2 - (D - d)^2]^{1/2} + \frac{\theta}{2}(D + d) \quad (1.11)$$

Donde:

L: Longitud de la banda (plg)

D: Diámetro mayor de la polea (plg).

d: Diámetro menor de la polea (plg).

θ : Angulo de contacto de la polea (rad).

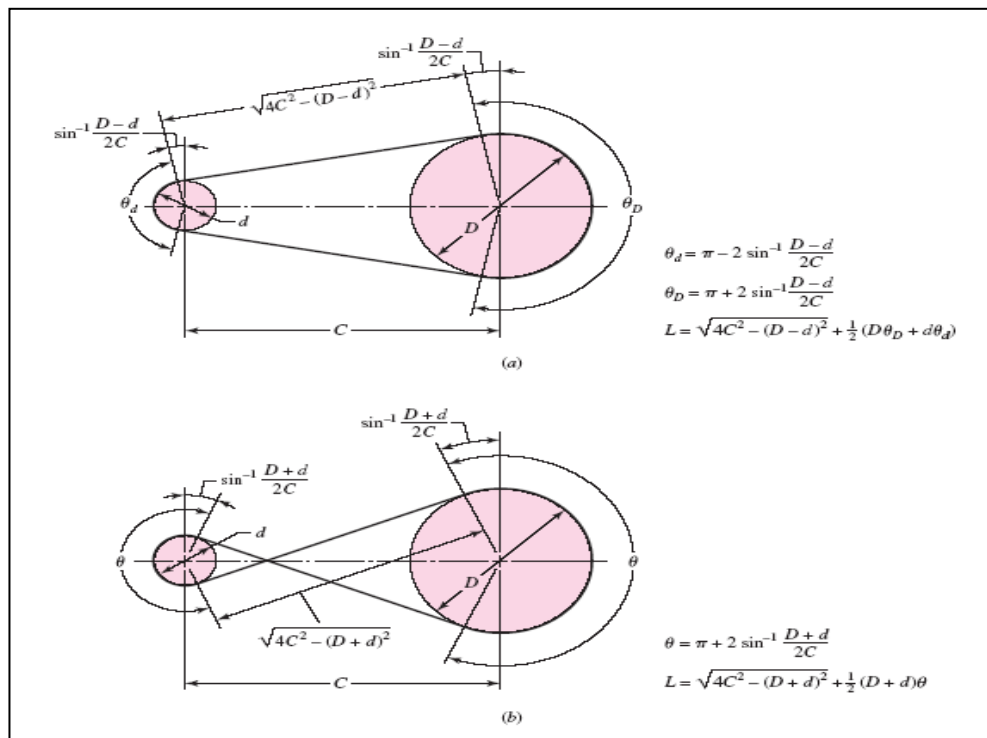


Figura 1.23. Geometría de bandas planas. a) Banda abierta. b) Banda cruzada.²⁹

²⁸ SHIGLEY, Op. Cit., p.1063.

Firbank³⁰ explica la teoría de la siguiente manera. Un cambio en la tensión de la banda, debido a las fuerzas de fricción entre la banda y la polea, causará que la banda se estire o se contraiga y que se mueva en relación con la superficie de la polea. Tal movimiento se llama *arraastre elástico* y se asocia a la fricción deslizante y no con la fricción estática. El ángulo de contacto está constituido por el *arco efectivo*, a través del que se transmite la potencia, y el *arco inactivo*. Para la polea impulsora, la banda hace contacto primero con la polea con una tensión *en el lado flojo* F_2 y una velocidad reducida V_2 .

Firbank empleó esta teoría para expresar la mecánica de las transmisiones por banda plana en forma matemática y verificó los resultados mediante experimentos.

Sus observaciones incluyen la conclusión de que se transmite más potencia por fricción estática que por fricción deslizante. Asimismo determinó que el coeficiente de fricción para una banda con núcleo de nylon y superficie de cuero era por lo general 0.7, pero que se podría aumentar a 0.9 mediante acabados superficiales especiales.

1.6.2.2.3. **Peso de la banda.**

El peso w de un pie de banda está dada por los términos del peso específico γ en lbf/plg^3 . Entonces se tiene de la siguiente manera.

$$w = 12\gamma bt \text{ [lbf/pie]} \quad (1.12)^{31}$$

Donde:

w : Peso de banda.

b : Ancho de banda.

t : espesor de banda.

²⁹ SHIGLEY, *Op. Cit.*, p.1061.

³⁰ T. C. Firbank, Mechanics of the Flat Belt Drive, ASME paper no. 72-PGT-21.

³¹ SHIGLEY, *Op. Cit.*, p.1065.

γ : Peso específico (lb/plg²). Tabla 17-2 del libro Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Ver el **Anexo 5**.

1.6.2.2.4. Velocidad de la banda.

$$V = \frac{\pi dn}{12} \text{ [pie/min]} \quad (1.13)^{32}$$

Donde:

V: Velocidad (pie/min).

d: diámetro de la polea (plg).

n: Número de revoluciones por minuto (rpm).

1.6.2.2.5. Tensión del aro debida a la fuerza centrífuga. (Fc).

$$F_c = \frac{w}{g} \left(\frac{V}{60} \right)^2 = \frac{w}{32.2} \left(\frac{V}{60} \right)^2 \quad (1.14)^{33}$$

En la **figura 1.24** se ilustra un cuerpo libre de una polea y de una parte de una banda. la tensión en el lado tenso F_1 y la tensión en el lado holgado F_2 tienen las siguientes componentes aditivas:

$$F_1 = F_i + F_c + \Delta F' = F_i + F_c + T/D \quad (1.15)^{34}$$

$$F_2 = F_i + F_c + \Delta F' = F_i + F_c - T/D \quad (1.16)^{35}$$

³² SHIGLEY, Op. Cit., p.1065.

³³ SHIGLEY, Op. Cit., p.1065.

³⁴ SHIGLEY, Op. Cit., p.1065.

Donde:

F_i : Tensión inicial.

F_c : Tensión de aro debido a la fuerza centrífuga.

$\Delta F'$: Tensión debida al par de torsión transmitido T .

D : Diámetro de polea.

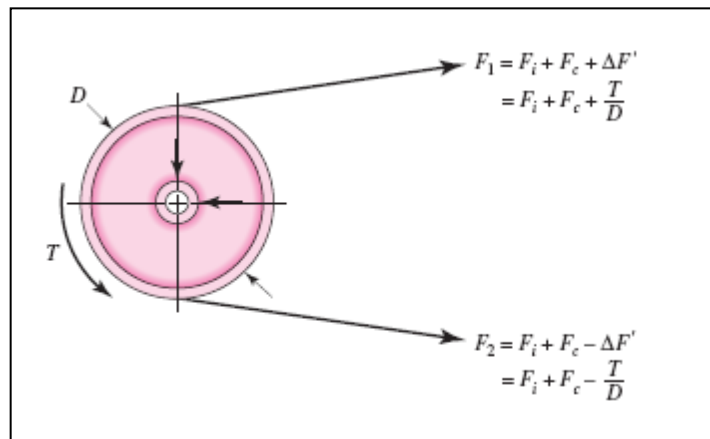


Figura1.24. Fuerzas y pares de torsión de una polea.

La diferencia entre F_1 y F_2 se relaciona con el par de torsión de la polea:

$$F_1 - F_2 = \frac{2T}{D} \quad (1.17)^{36}$$

Para que $(F_1)_a - F_2$ necesaria para transmitir el par de torsión T está dada por:

$$(F_1)_a - F_2 = \frac{2T}{D} \quad (1.18)^{37}$$

³⁵ SHIGLEY, Op. Cit., p.1065.

³⁶ SHIGLEY, Op. Cit., p.1066.

³⁷ SHIGLEY, Op. Cit., p.1066.

Donde:

T: Par de torsión (lb.plg).

$(F_1)_a$: Tensión permisible máxima (lbf).

F_2 : Tensión del lado holgado (lbf).

F_1 : Tensión en el lado tenso (lbf).

d: Diámetro de la polea (plg).

Los fabricantes proporcionan especificaciones para sus bandas, que incluyen la tensión permisible F_a (o esfuerzo σ_{perm}) y expresan la tensión en unidades de fuerza por ancho unitario. Por lo general, la vida de las bandas es de varios años. La severidad de la flexión en la polea y su efecto en la vida se refleja mediante un factor de corrección de la polea C_p . Las velocidades mayores que 600 pies/min y sus efectos en la vida se expresan a través de un factor de corrección de velocidad C_v . Para bandas de poliamida y uretano se usa $C_v = 1$.

Tales efectos se incorporan como sigue:

$$(F_1)_a = b \cdot F_a \cdot C_p \cdot C_v \quad (1.19)^{38}$$

Donde:

$(F_1)_a$: Tensión permisible máxima (lbf).

b: Ancho de la banda (plg).

F_a : Tensión permitida recomendada por el fabricante (lbf/plg).

³⁸ SHIGLEY, Op. Cit., p.1068.

C_p : Factor de corrección de la polea.³⁹

C_v : Factor de corrección de la velocidad.⁴⁰

Reemplazando datos en la ecuación 1.19 para obtener la tensión permisible máxima la información está en la tabla 17-2 del libro de Shigley Joseph. Diseño en ingeniería mecánica. Ver **Anexo 5**.

Luego se verifica el desarrollo de la fricción, $f' < f$. Se usa la siguiente ecuación despejada para f' .⁴¹

$$f' = \frac{1}{\theta} \ln \frac{(F_1)_a - F_c}{F_2 - F_c} \quad (1.20)$$

1.6.2.3. Banda trapezoidal.

Desde su aparición y con el uso generalizado de motores eléctricos individuales para cada máquina, las bandas trapezoidales (**figura 1.25**) han ido desplazando a las bandas planas. Hoy en día las bandas trapezoidales son las más usadas en vehículos, aparatos de línea blanca, ventiladores y máquinas industriales. El ángulo de las paredes de la banda tiene un efecto multiplicador sobre la fuerza de contacto entre las superficies de fricción, permitiendo transmisiones más pequeñas y menor tensión en la banda.

En el estándar de los Estados Unidos, el diseño tradicional comprende las secciones designadas con las letras A, B, C, D y E. De diseño más reciente son las bandas tipo L para trabajo ligero y las secciones de diseño V que han reemplazado a las secciones tradicionales porque permiten transmisiones más pequeñas para requerimientos

³⁹ SHIGLEY, Op. Cit., p.1070.

⁴⁰ SHIGLEY, Op. Cit., p.1067.

⁴¹ SHIGLEY, Op. Cit., p.1068.

similares. La siguiente tabla nos muestra las dimensiones principales para las diferentes secciones estándar de banda que existen (**Tabla 1.2**) :

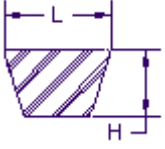
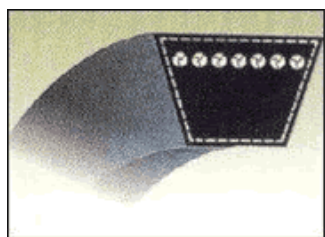
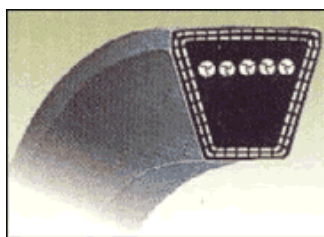
		
SECCIÓN	L	H
3L	3/8	7/32
4L	1/2	5/16
5L	21/32	3/8
3V	3/8	5/16
5V	5/8	17/32
8V	1	29/32
A	1/2	5/16
B	21/32	13/32
C	7/8	17/32
D	1 1/4	3/4
E	1 1/2	29/32

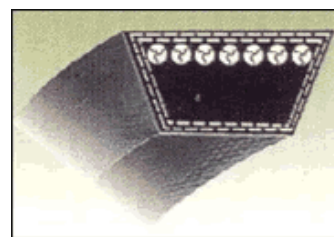
TABLA 1.2. Selección de bandas trapezoidales



a. Banda Trapezoidal Estándar



b. Banda Trapezoidal Tipo "V"



c. Banda Trapezoidal Tipo "L"

Figura 1.25. Tipos de bandas trapecoidales

Tanto las bandas tradicionales como las de diseño V se fabrican en conjuntos unidos de 2 a 5 bandas, llamados bandas múltiples, con los que se evita la necesidad de igualar bandas para trabajar en poleas de varias ranuras y dando estabilidad a la transmisión (**figura 1.26**).

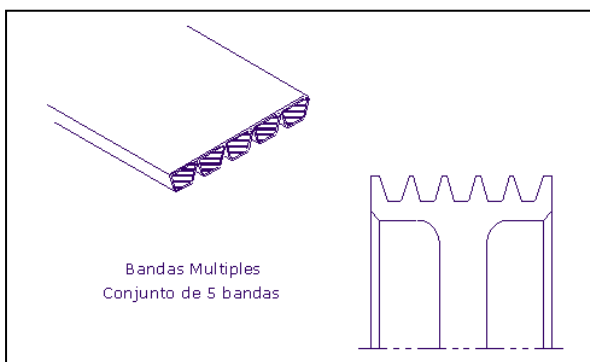


Figura 1.26. Bandas múltiples.

Otra variante son las bandas trapecoidales dentadas (**figura 1.27**), que, teniendo la misma sección de las bandas estándar, son más flexibles y permiten el uso de poleas de menor diámetro. Estas bandas comúnmente se designan con una X después del número básico, 3VX, por ejemplo. A diferencia de las bandas lisas, las bandas dentadas comúnmente tienen los cantos en bruto, es decir, que no están recubiertos, lo que permite una mayor capacidad de transmisión.

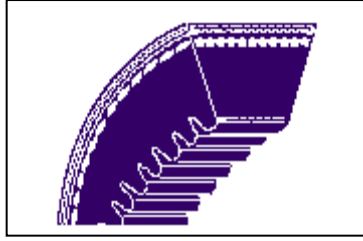


Figura 1.27. Banda Trapezoidal Dentada.

1.6.2.3.1. Selección de bandas trapezoidales.

El arreglo típico de los elementos de una transmisión por bandas en V se muestra en la **figura 1.28**. Las observaciones más importantes acerca de este arreglo se resumen a continuación:

1. La polea con una o varias circunferenciales donde se apoya la banda, se llama *polea acanalada*.
2. El tamaño de la polea se indica con su *diámetro de paso*, que es un poco menor que se su diámetro exterior.
3. La relación de velocidades de las poleas motriz y conducida es inversamente proporcional a la relación de los diámetros de paso . esto es consecuencia de la observación de que allí no existe deslizamiento (bajo cargas normales). Así la velocidad lineal de la línea de paso en ambas poleas es igual a la velocidad de la banda v_b , entonces:

$$v_b = R_1 \cdot \omega_1 = R_2 \cdot \omega_2 \quad (1.21)^{42}$$

⁴² MOTT, Op.cit. p.270.

La relación de velocidades angulares es:

$$\frac{w_1}{w_2} = \frac{D_2}{D_1} \quad (1.22)^{43}$$

4. Las relaciones entre la longitud de paso L , la distancia entre centros C y los diámetros de las poleas son :

$$L = 2C + 1.57(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)}{4C} \quad (1.23)^{44}$$

$$C = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32(D_2 - D_1)^2}}{16} \quad (1.24)^{45}$$

$$B = 4L - 6328(D_2 + D_1) \quad (1.25)^{46}$$

5. El ángulo de contacto de la banda en cada polea es:

$$\theta = 180^\circ + 2 \sin^{-1} \left[\frac{D_2 - D_1}{2C} \right] \quad (1.26)^{47}$$

Esos ángulos son importantes porque la capacidad de las bandas comerciales se evalúa con un ángulo de contacto, supuesto, de 180° . Eso solo sucede si la relación de reducción es 1 (sin cambio de velocidad). El ángulo de contacto en la menor de las dos poleas siempre será menor que 180° , baja su capacidad de transmisión de potencia.

6. La longitud del espacio libre entre las dos poleas, dentro de la cual la banda no está soportada, es:

$$S = \sqrt{C^2 - \left[\frac{D_2 - D_1}{2} \right]^2} \quad (1.27)^{48}$$

⁴³ MOTT, Op.cit. p.270.

⁴⁴ MOTT, Op.cit. p.270.

⁴⁵ MOTT, Op.cit. p.270.

⁴⁶ MOTT, Op.cit. p.270.

⁴⁷ MOTT, Op.cit. p.270.

⁴⁸ MOTT, Op.cit. p.270.

Esto tiene importancia por dos razones: Puede comprobar la tensión correcta de la banda al medir la fuerza necesaria para desviar la banda una cantidad determinada a la mitad del espacio libre. También, la tendencia de la banda a vibrar o a chicotear depende de esta longitud.

7. Los contribuyentes al esfuerzo en la banda son:

- a)** La fuerza de tensión en la banda, máxima en su lado tenso.
- b)** La flexión de la banda en torno a las poleas, máxima en el lado tenso de la banda, en torno a la polea menor.
- c)** Las fuerzas centrífugas producidas cuando la banda se mueve alrededor de las poleas.

El esfuerzo total máximo se presenta donde la banda entra a la polea menor, y donde el esfuerzo de flexión es parte mayor. Por lo anterior, existen diámetros de poleas mínimos recomendados para las bandas normales. El uso de poleas menores reduce en forma drástica la duración de las bandas.

8. El valor de diseño de la relación de tensión en el lado tenso a la tensión en el lado flojo es 5 para transmisiones en bandas en V. El valor real puede ser tan alto como 10.

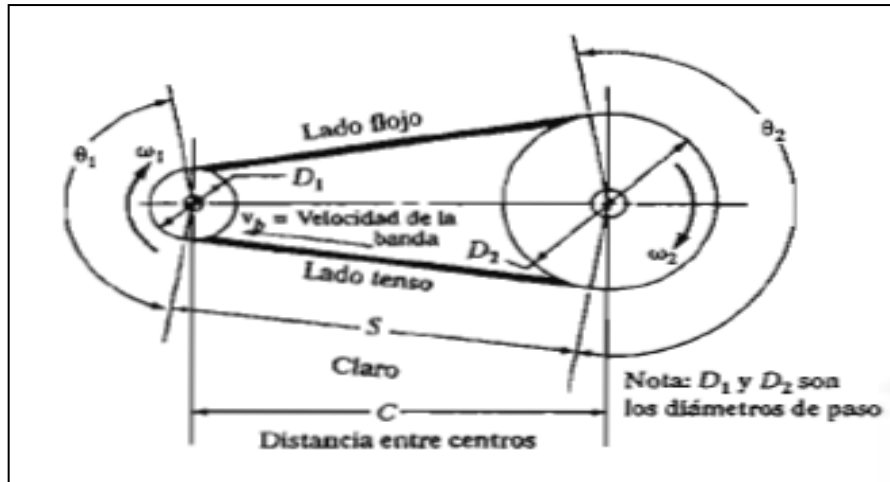


Figura 1.28. Geometría básica de una transmisión por bandas.⁴⁹

1.6.3. Transmisión por engranajes

1.6.3.1. Definición de engranajes.

Los engranajes son ruedas provistas de dientes que posibilitan que dos de ellas se conecten entre sí (figura 1.29).

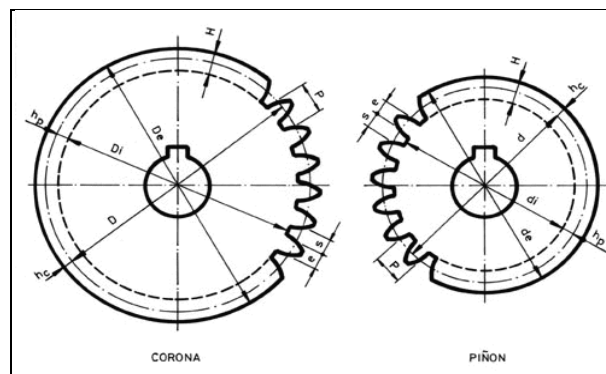


Figura 1.29. Diagrama de engranajes

⁴⁹ MOTT, Op.cit. p.268.

Los engranajes se clasifican en tres grupos:

- Engranajes cilíndricos
- Engranajes cónicos
- Tornillo sin fin y rueda helicoidal

1.6.3.2. Engranajes cilíndricos.

Se fabrican a partir de un disco cilíndrico cortado de una plancha o de un trozo de barra maciza redonda. Este disco se lleva al proceso de fresado, en donde se retira material para formar los dientes. La fabricación de estos engranajes es más simple, por lo tanto reduce sus costos (**figura 1.30**).

Los engranajes cilíndricos se aplican en la transmisión entre ejes paralelos y que se cruzan.

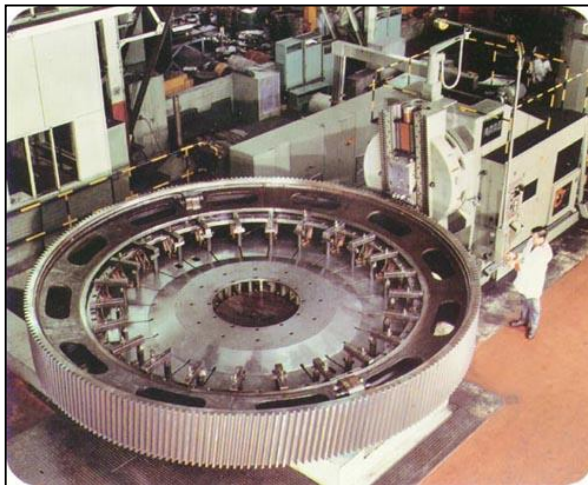


Figura 1.30. Engranajes cilíndricos.

Los engranajes cilíndricos se clasifican en:

- Engranajes cilíndricos helicoidales.
- Engranajes cilíndricos bi-helicoidales.
- Engranajes cilíndricos rectos.

1.6.3.2.1. Engranajes cilíndricos helicoidales.

Son aquellos en donde se forma un ángulo entre el recorrido del diente y el eje axial, con el fin de asegurar una entrada progresiva del contacto entre diente y diente. En estos engranajes se reduce el ruido y se aumenta la resistencia de los dientes.

Estos engranajes se utilizan generalmente en las cajas reductoras (**figura 1.31**).



Figura 1.31. Caja de velocidades en automóviles.

1.6.3.2.2. Engranaje cilíndrico recto.

Es el engranaje donde la sección de corte se mantiene constante con respecto al eje axial. Es el engranaje más sencillo de fabricar y el más antiguo. En estos tiempos se utilizan poco, ya que generan mucho ruido. Se encuentran en las prensas de caña de azúcar, y prensas mecánicas (**figura 1.32**).



Figura 1.32. Engranaje cilíndrico recto

1.6.3.3. Engranajes cónicos.

Se fabrican a partir de un trozo de cono, formando los dientes por fresado de su superficie exterior. Los dientes pueden ser rectos, helicoidales o curvos. Esta familia de engranajes soluciona la transmisión entre ejes que se cortan y que se cruzan (**figura 1.33**).

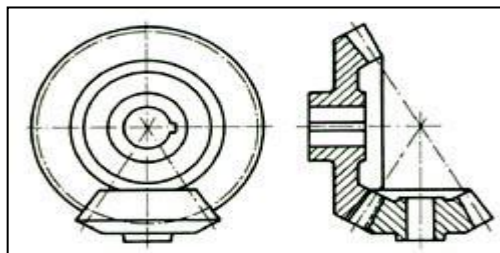


Figura 1.33. Engranajes cónicos.

Los engranajes cónicos tienen sus dientes cortados sobre la superficie de un tronco de cono. Los engranajes cónicos se dividen en:

- Engranajes cónicos rectos
- Engranajes cónicos helicoidales
- Engranajes cónicos hipoide.

1.6.3.3.1. Engranajes cónicos rectos.

Son utilizados para efectuar reducción de velocidad con ejes en 90° . Estos engranajes generan más ruido que los engranajes cónicos helicoidales. Se utilizan en transmisiones antiguas en forma de reparación. En la actualidad se usan escasamente.

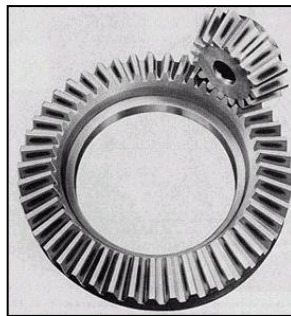


Figura 1.34. Engranajes cónicos rectos

Los dientes de estos engranajes son rectos y están a lo largo de una superficie cónica. Las líneas en la cara de los dientes, que pasan por el círculo de paso, se encuentran en un vértice del cono de paso. Como se muestra en **la figura 1.34**, las líneas del centro del piñón y del engranaje también se cruzan en este vértice. En la configuración normal, los dientes se angostan hacia el centro del cono.

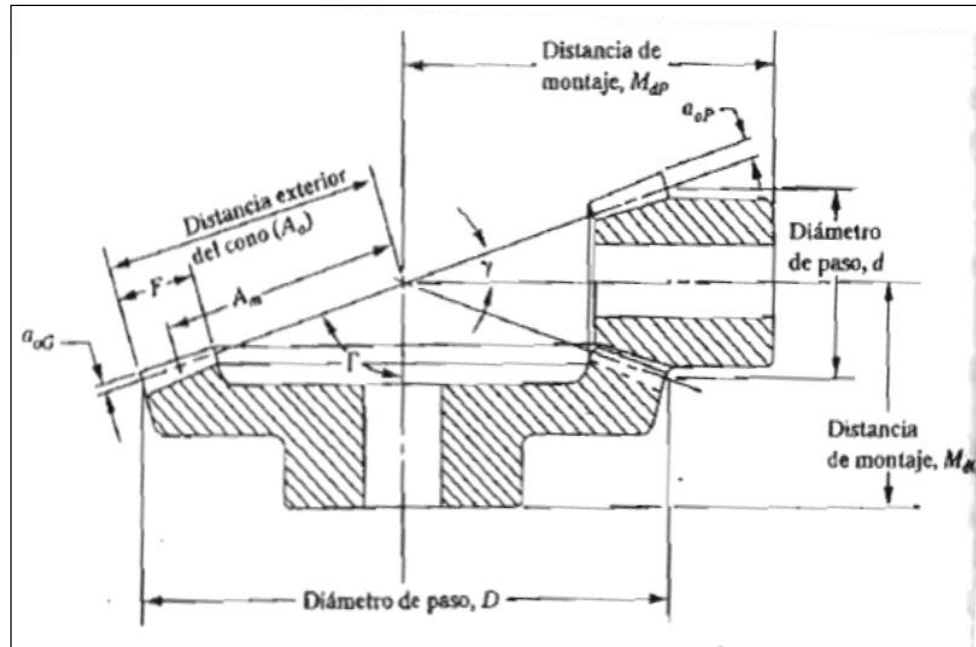


Figura 1.35. Dimensiones principales de un par de engranajes cónicos con dientes rectos⁵⁰

Las especificaciones principales se indican en el extremo de los dientes que está en su posición a media. Las propiedades geométricas de los engranes cónicos rectos. **Ver anexo 24**, para el caso en que los ejes forman 90°. También para un par de engranes cónicos con relación igual a uno, cada uno tiene el ángulo de paso del cono igual a 45°. Esos engranes se llaman *engranes a inglete* y se usa para cambiar la dirección de los ejes en el accionamiento de una máquina, sin afectar la velocidad angular (**figura 1.35**).

*“Debe usted comprender que se deben especificar que se debe muchas propiedades mas para poder fabricar los engranes. Además muchos de los buenos engranes comerciales se fabrican con alguna forma no normalizada. Por ejemplo, con frecuencia se hace que el adendum del piñón sea más largo que el del engranes. Algunos fabricantes modifican la pendiente de la raíz de los dientes para tener una profundidad uniforme, en vez de usar la forma normal, que se angosta”.*⁵¹

⁵⁰ MOTT, *Op. Cit.*, p. 334.

⁵¹ MOTT, *Op. Cit.*, p. 335.

1.6.3.3.2. Cálculo aproximado del módulo. (m)

Se considera que la fuerza tangencial F o (F_h) está aplicada en el borde del diente;

$$m = \sqrt{\frac{6 F}{\lambda \sigma_{ad}}} \quad (1.28)^{52}$$

1.6.3.3.3. Engranaje cónico helicoidal.

Al igual que el anterior se utilizan para reducir la velocidad en un eje de 90° . La diferencia con el cónico recto es que posee una mayor superficie de contacto. Es de un funcionamiento relativamente silencioso. Se utilizan en las transmisiones posteriores de camiones y automóviles de la actualidad (**figura 1.36**).

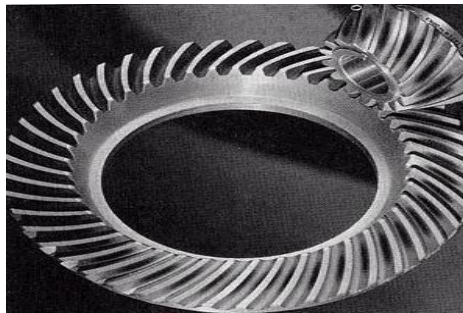


Figura 1.36. Engranaje cónico helicoidal

1.6.3.3.4. Engranaje cónico hipoide.

Parecidos a los cónicos helicoidales, se diferencian en que el piñón de ataque está descentrado con respecto al eje de la corona. Esto permite que los engranajes sean más resistentes. Este efecto ayuda a reducir el ruido del funcionamiento. Se utilizan en

⁵² LARBURU, Nicolás. Máquinas prontuario. 7 ed. Madrid. Paraninfo. 1995. p. 554.

maquinas industriales y embarcaciones, donde es necesario que los ejes no estén al mismo nivel por cuestiones de espacio (**figura 1.37**).

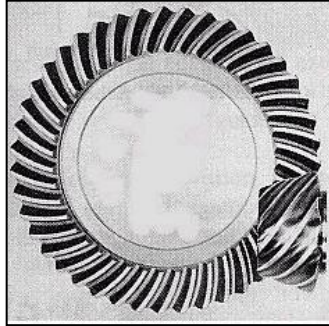


Figura 1.37. Engranaje cónico hipoide.

Este tipo de engranajes necesita un tipo de aceite de extrema presión para su lubricación.

1.6.4. Tornillo sin fin.

Permiten la transmisión de potencia sobre ejes perpendiculares. Es un caso extremo de engranajes hipoidales, ya que esta descentrado al máximo. Se aplica para abrir puertas automáticas de casas y edificios Poseen además un bajo costo y son auto-bloqueantes. Es decir que es imposible mover el eje de entrada a través del eje de salida (**figura 1.38**).

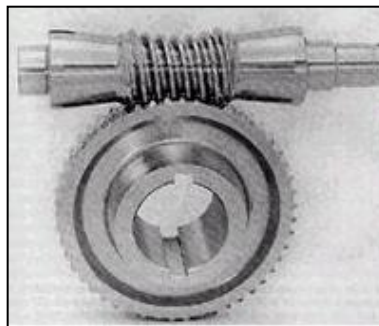


Figura 1.38. Corona tornillo sin fin.

1.6.5. Ley fundamental del engranaje.

La norma común al perfil del diente en el punto de contacto debe pasar siempre por un punto fijo, llamado punto de tangencia, con el fin de mantener constante la razón de las velocidades de los dos engranajes.

1.7. JUNTAS HOMOCINÉTICAS

La junta homocinética es una pieza compleja, que unida al palier de transmisión tiene como finalidad conectar dos ejes dispuestos longitudinalmente, no continuos, de modo que la velocidad entre ellos sea igual en todo momento. El palier de transmisión de las ruedas, se conecta por uno de sus extremos con el diferencial y por el otro con el buje de la rueda. Esta transmisión está sometida a los movimientos oscilatorios de la suspensión y los movimientos giratorios de la dirección, y por lo tanto debe ser articulada. La junta homocinética es una unión articulada, un especie de rótula compleja, que permite estos movimientos sin que por ello las ruedas pierdan tracción ni sufran las transmisiones.

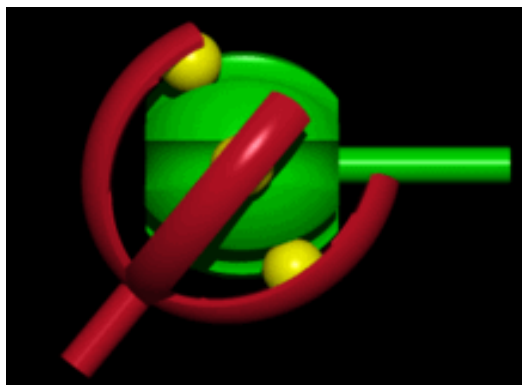


Figura 1.39. Junta Homocinética.

1.7.1. Tipos de juntas.

1.7.1.1. Junta homocinética Glaencer-Spicer.

Consiste en dos juntas cardan unidas por una pieza de doble horquilla (**figura 1.48**), de forma que el giro alterado por una de ellas es rectificado por la otra, transmitiéndose así un movimiento uniforme a las ruedas. Esta junta se puede decir que se compone de dos juntas cardan simples que se acoplan entre sí mediante un árbol muy corto.

Además posee un dispositivo de centrado constituido por una rótula y una pequeña esfera, de manera que pueden deslizar a lo largo del árbol conducido. En el otro extremo del palier, o sea en la unión al diferencial, se acopla otra junta cardan deslizante, o bien en este lado del palier se dispone de una junta deslizante del tipo Glaencer. Esta junta está constituida por un trípode donde se acoplan los rodillos alojados en las ranuras cilíndricas del manguito donde pueden deslizarse. En el interior del trípode donde se acoplan los rodillos alojados en las ranuras cilíndricas del manguito donde pueden deslizarse. En el interior del trípode se aloja el palier y, en el casquillo, el planetario, resultando una junta homocinética deslizante.

El casquillo y el guardapolvo sirven de tapa y cierre del conjunto. Esta junta es de engrase permanente y se caracteriza por su reducido volumen. Tiene un rendimiento muy elevado y muy poca resistencia al deslizamiento, la junta trípode deslizante Glaencer se comporta homocineticamente bajo cualquier ángulo, con una gran capacidad para la transmisión de pares y un elevado rendimiento mecánico. A esta junta se le denomina G. I (interior) pues siempre se coloca en el lado del diferencial.

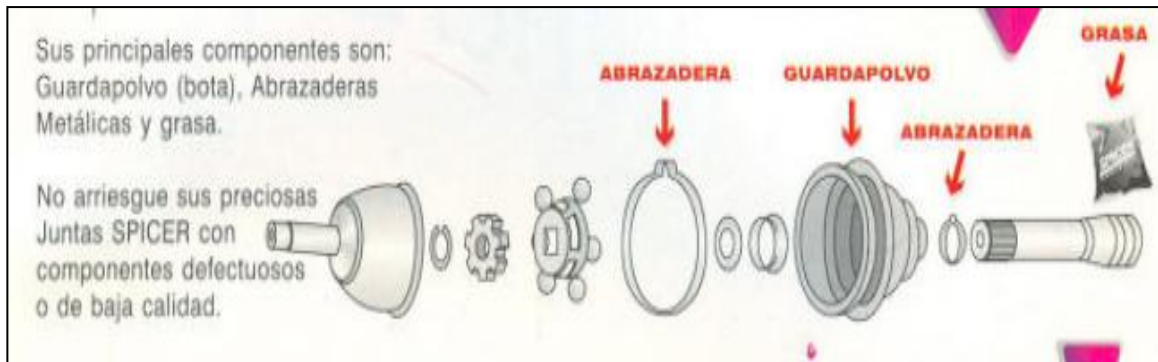


Figura 1.40. Componentes de la Junta homocinética Glaenger-Spicer.

1.7.1.2. Junta homocinética Rzeppa.

La junta del tipo Rzeppa o más conocida por "junta homocinética de bolas" es la más utilizada hoy en día. Esta junta suele utilizarse combinada con la Glaenger trípode deslizante, esta última montada en el lado caja de cambios y junta Rzeppa en lado rueda, pues trabaja perfectamente bajo condiciones de gran angularidad. Esta junta debido a su complejidad constructiva no se ha impuesto su utilización hasta no hace muchos años.

La disposición de las bolas y las gargantas hace que sean dos bolas las que transmiten el par, mientras que las otras cuatro aseguran el plano bisector. Tras una pequeña rotación, otras dos bolas son las que pasan a transmitir el par, mientras que las dos bolas que acaban de trabajar pasan al lado bisector. Una de las ventajas de la junta Rzeppa es su larga vida, superior generalmente a la del automóvil (esto es en teoría, porque en la práctica vemos muchos automóviles tirados en la carretera debido a la pérdida de la grasa que está en el interior del guardapolvos y que provoca una avería en la junta homocinética).

1.8. CARDÁN.

El cardán es un componente mecánico, descrito por primera vez por Girolamo Cardano, que permite unir dos ejes que giran en un ángulo distinto uno respecto del otro (**figura 1.41**). Su objetivo es transmitir el movimiento de rotación de un eje al otro a pesar de ese ángulo. En los vehículos de motor se suele utilizar como parte del árbol de transmisión, que lleva la fuerza desde el motor situado en la parte delantera del vehículo hacia las ruedas traseras. El principal problema que genera el cardán es que, por su configuración, el eje al que se le transmite el movimiento no gira a velocidad angular constante.

En la actualidad, la configuración más común en los automóviles es el motor delantero transversal con tracción delantera. En esta configuración, así como en otras en que el motor se ubica cerca de las ruedas motrices, no se utiliza el cardán. En estos casos la fuerza se transmite típicamente mediante semiejes y juntas homocinéticas.

El cardán es fácilmente observable en camiones por su tamaño abultado, en los que el árbol de transmisión se observa como una larga pieza de metal que rota sobre sí misma cuando el vehículo está en marcha. Está ubicada longitudinalmente entre el motor y el tren trasero donde están montadas las ruedas, pudiéndose observar un cardán típicamente en el acople con el diferencial o a la salida de la caja de cambios.

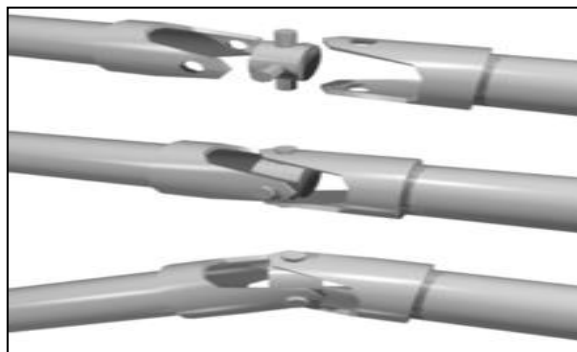


Figura 1.41. Junta cardán.

1.9. SOLIDWORKS®

SolidWroks® es un programa de diseño mecánico de 3D que utiliza un entorno gráfico basado en Microsoft® Windows®, intuitivo y fácil de manejar. Su filosofía de trabajo permite plasmar sus ideas de forma rápida sin necesidad de realizar operaciones complejas y lentas.

SolidWroks® es una solución de diseño tridimensional completa que integra un gran número de funciones avanzadas para facilitar el modelado de piezas, crear grandes ensamblajes , generar planos y otras funciones que le permiten validar , gestionar y comunicar proyectos de forma rápida , precisa y fiable.

Junto con las herramientas de diseño de Pieza, Ensamblaje y dibujo, SolidWorks® incluye herramientas de productividad, de gestión de proyectos, de presentación y de análisis y simulación que lo hacen uno de los estándares de diseño mecánico más competitivo del mercado.

1.9.1. Características del SolidWorks®.

La característica es que sea una herramienta competitiva, ágil y versátil en su capacidad de ser perimétrico, variacional y asociativo, además de usar las Funciones Geométricas Inteligentes y emplear un Gestor de Diseño (FeatureManager) que permite visualizar , editar , eliminar y actualizar cualquier operación realizada en una pieza de forma bidireccional entre todos los documentos asociados.

1.9.1.1. Definición de parámetros clave.

Los parámetros son las dimensiones (cotas) y las Relaciones Geométricas que definen un modelo tridimensional. SolidWorks® tridimensional asocia a cada una de las cotas de un croquis así como a las operaciones tridimensionales un nombre que permite modificarla en cualquier momento y su actualización en el resto de documentos asociados.

1.9.1.2. Asociatividad.

SolidWorks® contiene tres módulos: Pieza, Ensamblaje y Dibujo. La creación de un documento en cada uno de ellos genera un fichero con distinta extensión (**figura 1.42**). Los documentos, aunque no pueda observarse, están asociados y vinculados entre ellos.

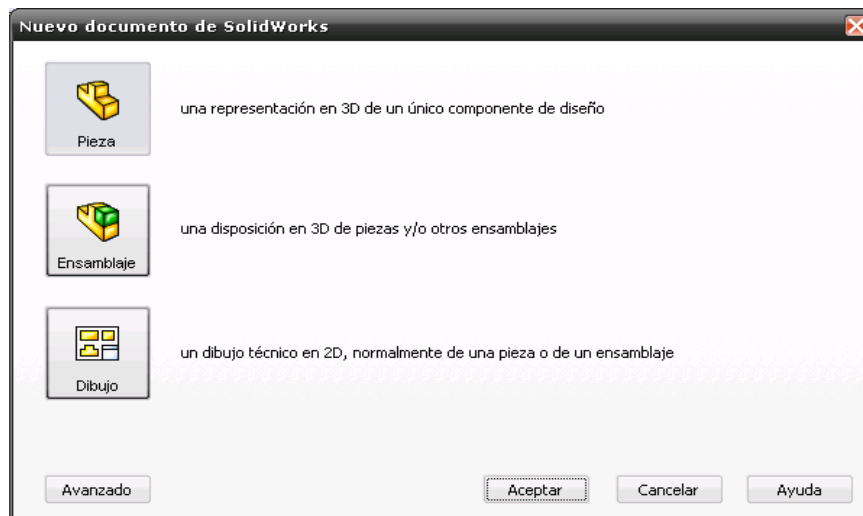


Figura 1.42. Módulos existentes en SolidWorks®.⁵³

⁵³ GOMEZ GONZALEZ, Sergio. SolidWorks, Office Professional. 3 ed. México D.F.: Alfaomega, 2008. p. 18. (Colección El Gran Libro de).

Cuando se dice que SolidWorks® es asociativo quiere decir que todos los documentos (Pieza, Ensamblaje o Plano) están vinculados y aunque la modificación de un fichero de pieza modifica el ensamblaje y los planos asociados de forma automática (**figura 1.43**), sin la participación del usuario. Los ficheros se actualizan aunque se encuentren cerrados.

Es importante tener los documentos de un ensamblaje juntos en una misma carpeta. Para abrir un ensamblaje SolidWorks® necesita los ficheros de las piezas de que se compone. Si los ficheros no se encuentran en la misma carpeta debe buscarlos de forma manual.

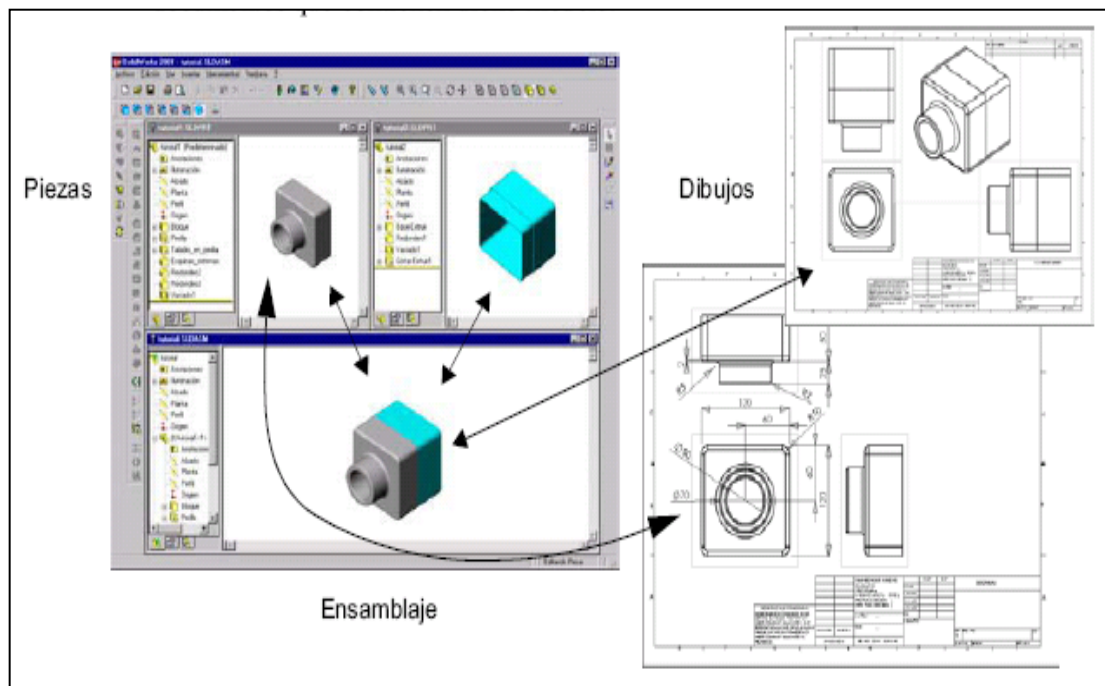


Figura 1.43. Módulos existentes en SolidWorks®.⁵⁴

⁵⁴GOMEZ GONZALEZ, Op. Cit., p.19.

1.9.1.3. Funciones Geométricas Inteligentes.

La creación de Taladros, Chaflanes, Redondeos, Vaciados o la creación de Nervios, entre otras operaciones, son creadas de forma rápida, ágil e intuitiva (**figura 1.44**). En muchas operaciones el proceso de definición esta guiado y puede previsualizar la operación antes de su aceptación definitiva.

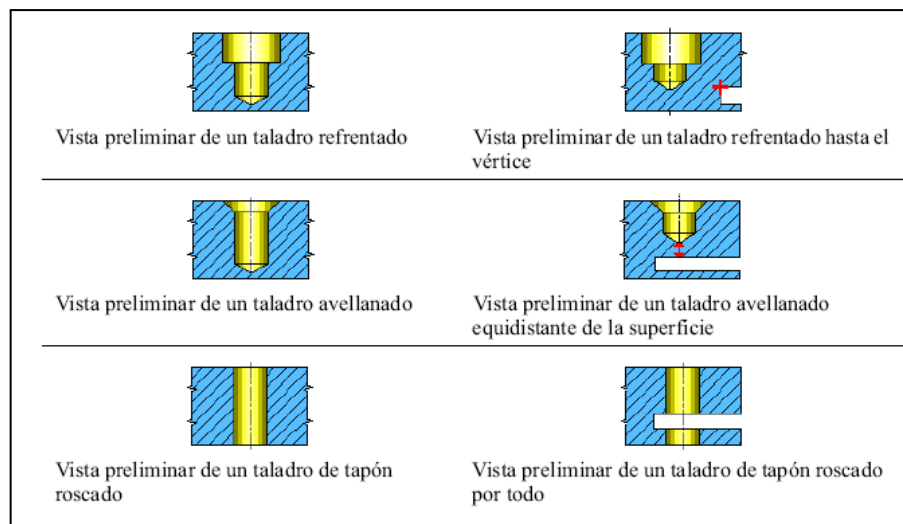


Figura 1.44. Función Geométrica Inteligente de Taladro.⁵⁵

1.9.1.4. Gestor de diseño.

También es conocido como árbol de operaciones o FeatureManager. En el que se incluye de forma histórica todas las operaciones que han sido necesarias efectuar para conformar la pieza durante su diseño (**figura 1.45**). Las operaciones recientes se encuentran al final del árbol mientras que las más antiguas son las primeras en aparecer.

⁵⁵ GOMEZ GONZALEZ, Op. Cit., p.19.

El Gestor de Diseño permite Visualizar/ocultar operaciones. Suprimirlas o Eliminarlas, Cambiar el color y, lo que es más importante, Modificar sus parámetros de definición. Puede establecer nuevas relaciones de posición geométrica o modificar la dimensión de una cota de croquis u operación.



Figura 1.45. Gestor de diseño.⁵⁶

1.9.2. Módulos de SolidWorks®.

Contiene tres módulos: Pieza, Ensamblaje y Dibujo. En cada uno de ellos se disponen de múltiples herramientas de Productividad, Comunicación y Análisis-simulación.

1.9.2.1. Pieza.

Este modulo constituye un entorno de trabajo donde pueden diseñar modelos mediante el empleo de herramientas de diseño de operaciones ágiles e intuitivas. Su facilidad de

⁵⁶ GOMEZ GONZALEZ, Op. Cit., p.20.

uso de funciones clásicas como arrastrar y colocar, cortar y pegar, marcar y hacer clic con el ratón.

Los modelos creados se gestionan mediante el Gestor de Diseño dónde se incluyen todas las operaciones 3D y 2D utilizadas en la obtención de la pieza (**figura 1.46**). Pueden modificar operaciones sin necesidad de eliminar y volverlas a crear.

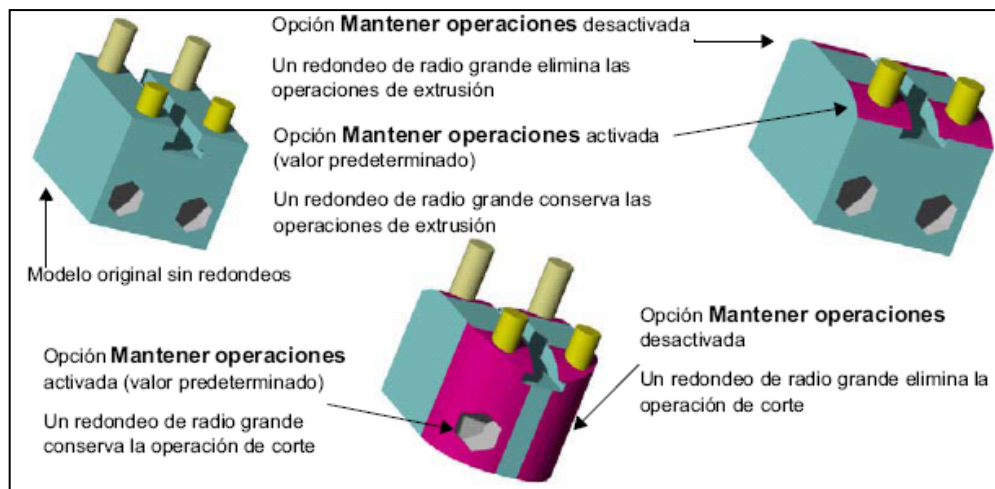


Figura 1.46. Gestor de diseño. Creación y modificación de operaciones.⁵⁷

1.9.2.2. Ensamblaje.

Está formado por un entorno de trabajo preparado para crear conjuntos o ensamblajes mediante la inserción de los modelos creados en el Módulo de pieza. Los ensamblajes se definen por el establecimiento de Relaciones Geométricas entre las piezas integrantes (**figura 1.47**).

⁵⁷ GOMEZ, GONZALEZ. Op. Cit., p.21.

La creación de ensamblajes permite analizar las posibles interferencias o choques entre los componentes móviles insertados así como simular en conjunto mediante motores lineales, rotativos, resortes y gravedad y evaluar la correcta cinemática del conjunto.

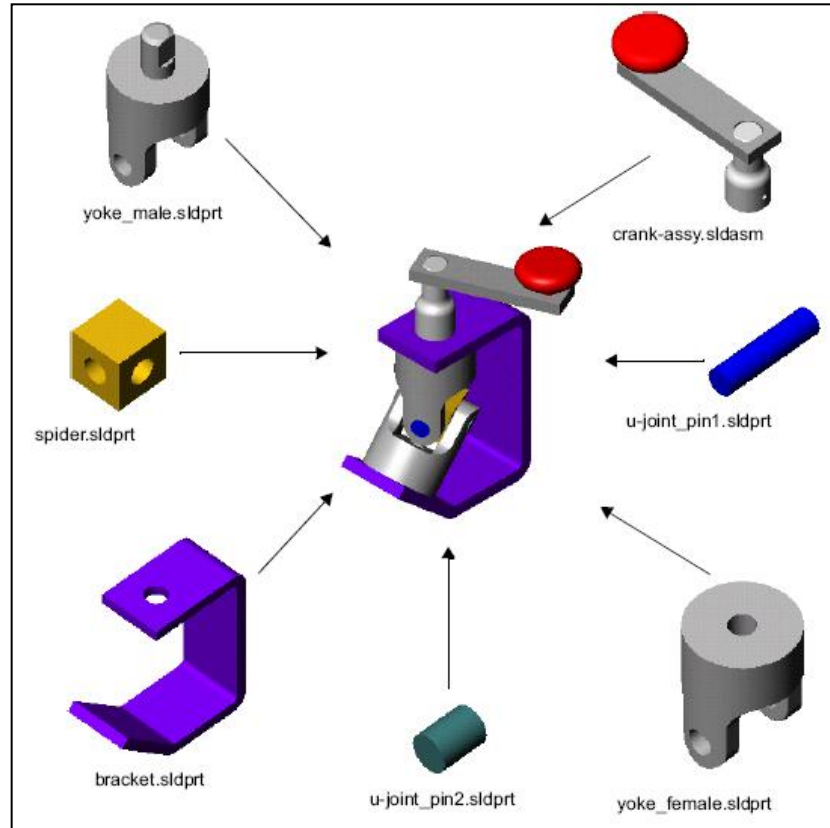


Figura 1.47. Módulo de ensamblaje de SolidWorks®.⁵⁸

1.9.2.3. Plano o dibujo.

Permite crear planos con las vistas de los modelos o ensamblajes de forma automática y en muy poco tiempo. La obtención de las vistas, alzado, planta y perfil requiere únicamente pulsar sobre un ícono o arrastrar la pieza 3D desde su ventana del dibujo.

⁵⁸ GOMEZ GONZALEZ, Op. Cit., p.21.

Technical drawing of the excavator's rear view and detail E. The main drawing shows the rear of the excavator with various components labeled with numbers 1 through 11. A detail view labeled 'DETALLE E' shows a close-up of the rear suspension and wheel assembly, with components labeled 1 through 11. A section line 'A-A' is indicated on the main drawing. The drawing is titled 'VISTA TRASERA' and 'DETALLE E'.

92

1.9.3. Otras aplicaciones de SolidWorks®

1.9.3.1. Simulación y movimiento.

Es una herramienta intuitiva de Simulación Física incluida en SolidWorks® que permite agregar distintos movimientos a los componentes que forman su ensamblaje para evaluar como la forma, de dimensiones y las relaciones geométricas establecidas entre ellos definen la cinemática de su conjunto (figura 1.49). Es una ayuda imprescindible para asegurar la ausencia de interferencias o choques entre los elementos de un ensamblaje,

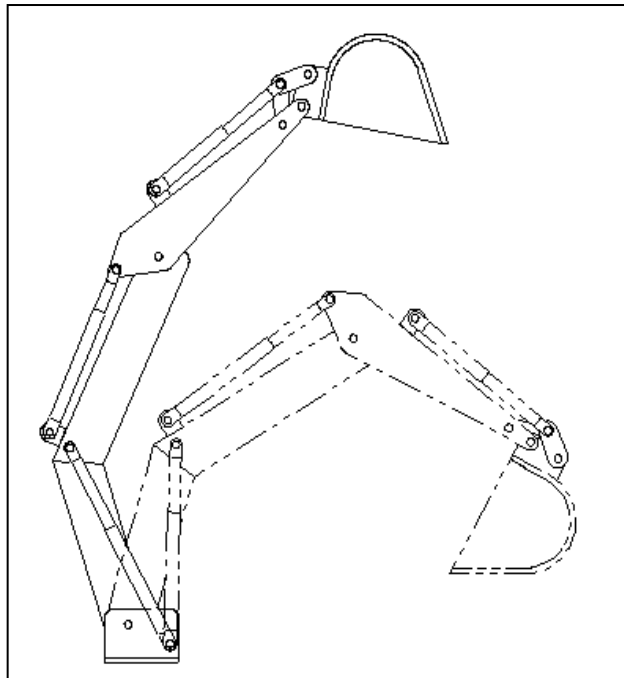


Figura 1.49. Simulación y movimiento con motor rotativo.⁵⁹

⁵⁹ GOMEZ GONZALEZ, Op. Cit., p.22.

1.9.3.2. Análisis de interferencia.

Está formado por herramientas incluidas en el Módulo de Ensamblaje cuyo objeto es detectar posibles interferencias en conjuntos o ensamblajes (**figura 1.50**). De entre las principales herramientas destacan aquellas que determinan el volumen real de la interferencia entre dos o más componentes, los taladros de ajuste forzado y las interferencias entre cierres roscados, entre otras.

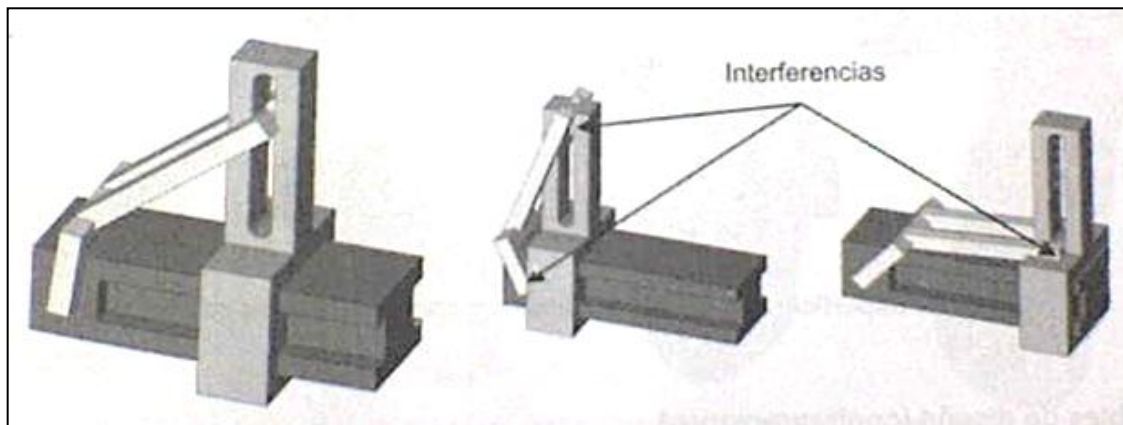


Figura 1.50. Análisis de interferencias.⁶⁰

1.9.3.3. CosmosXpress.

Herramienta simplificada de análisis basada en el método de elementos finitos (FEM) que permite conocer el comportamiento mecánico (tensiones y deformaciones) sufridas por una pieza al ser cargadas con fuerzas o presiones después de haber iniciado las restricciones de movimiento en alguna de sus caras (figura 1.51).

⁶⁰ GOMEZ GONZALEZ, *Op. Cit.*, p.23.

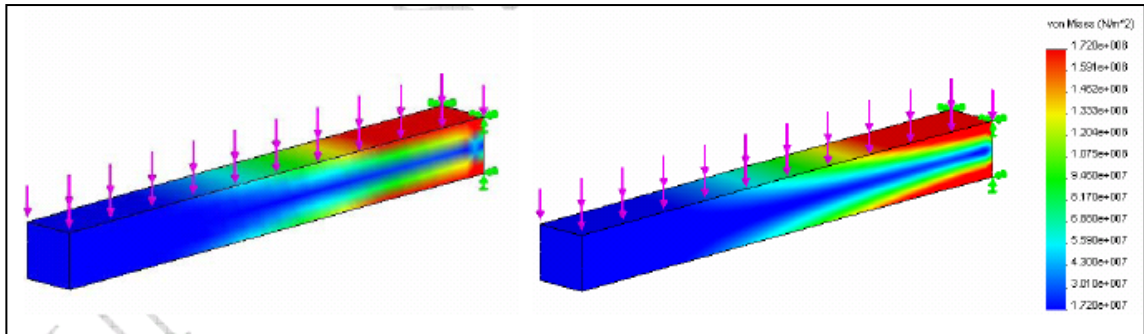


Figura 1.51. Evaluación del comportamiento mecánico de una pieza.⁶¹

1.9.3.4. Chapa metálica.

Permite diseñar piezas de Chapa Metálica de forma automática y desdoblarlas para conocer su geometría desarrollada o plana (**figura 1.52**). Está formado por un conjunto de herramientas de fácil aplicación como: Doblec, Insertar pliegues, Remarcar contornos, introducir Doblados, etc.

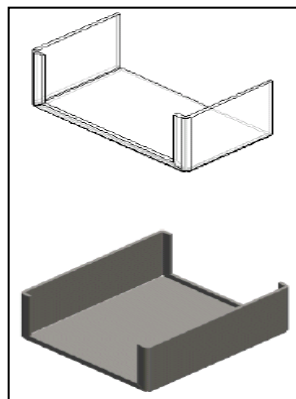


Figura 1.52. Chapa metálica. Doblado de chapa.⁶²

⁶¹ GOMEZ GONZALEZ, Op. Cit., p.25.

⁶² GOMEZ GONZALEZ, Op. Cit., p.26.

1.9.3.5. Lista de materiales.

Permite insertar una Tabla de materiales y una Distribución de Globos en su dibujo para identificar cada una de las piezas, sus cantidades y las propiedades. La inserción automática de Globos en un dibujo asigna una numeración a cada pieza y la relaciona con la tabla de materiales (**figura 1.53**).

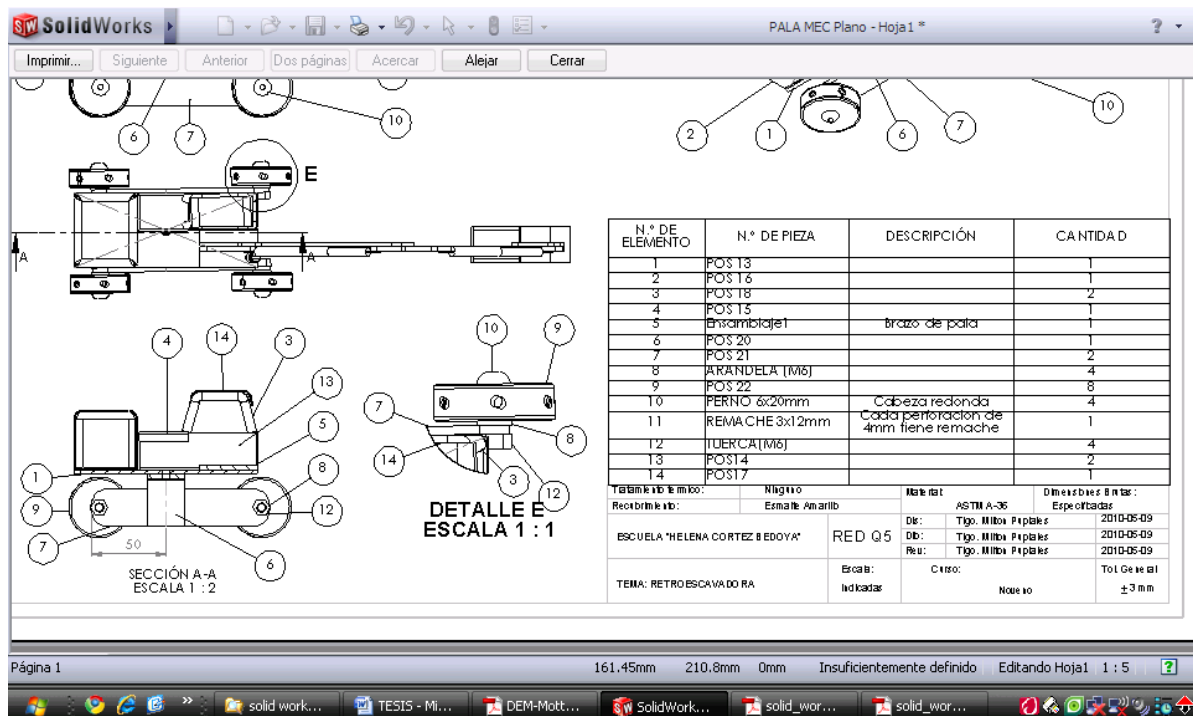


Figura 1.53. Plano con lista de materiales.⁶³

⁶³ GOMEZ GONZALEZ, *Op. Cit.*, p.26.

CAPITULO 2.

2. DISEÑO DE LA MÁQUINA.

2.1. DESCRIPCIÓN DE FUNCIONAMIENTO DE LA MÁQUINA.

Los tubos de cartón en la investigación realizada, son utilizados de muchas maneras desde los típicos rollos de centro del papel higiénico, hasta para enrollar tela o plástico (**figura A**), y en virtud de sus aplicaciones, no necesitan de un análisis profundo de esfuerzos o de otras condiciones que puedan afectar la geometría o propiedades del tubo.



Figura A. Ejemplos de tubos de cartón.

La máquina espiraladora de tubos de cartón (**figura B**), tiene la función de espiralar el cartón formando tubos de de varios diámetros, que van desde las 4 pulgadas de diámetro hasta 7 pulgadas de diámetro como máximo, el diseño la máquina investigada en esta tesis puede adaptarse fácilmente a otros espiralados de menor diámetro, siendo el de 0.5 pulgadas el mínimo. La espiraladora es solo una de las estaciones o procesos de un conjunto de 4, que conforman una máquina más grande llamada ESPIRALADORA DE TUBOS DE CARTÓN.



Figura B. Máquina espiraladora de tubos de cartón.

El tubo espiralado tiene varias capas de cartón, siendo la mínima de 2 capas y la máxima de 20 capas. Estas capas son alimentadas por la primera estación llamada DESBOBINADORA (**figura C**), la misma que se encarga de desbobinar los rollos de cartón de varios espesores.



Figura C. Estación desbobinadora de rollos de cartón.

Luego de este proceso pasa a otra estación denominada ENGOMADORA (**figura D**), en donde las tiras de cartón son humedecidas con una ligera capa de una mezcla de agua y cola blanca que no debe superar la relación 1:25. Esta mezcla dependerá mucho de las características del cartón, en gramaje, grosor, densidad, calibre entre otras.



Figura D. Estación de engomadura.

Cabe mencionar que bajo las normas INEN, no existe ninguna que regule el tipo de cartón a ser utilizado, que en su mayoría son desperdicios de procesos realizados en el mismo cartón, en donde el resultado final son tiras homogéneas para ser luego bobinadas y utilizadas para los tubos.

Una vez engomada la superficie de las tiras de cartón, pasa a la máquina ESPIRALADORA, que es el diseño presentado en esta Tesis.

La máquina está diseñada con un motor trifásico de 25 HP de potencia y 60 Hz que origina un torque inicial de 100 N-m, con unas revoluciones de salida de 1775 RPM

controlado por un variador de velocidad. Este motor está conectado a un reductor de velocidad, para reducir la velocidad a 1055 RPM y aumentar el torque a 1479 lbs-plg.

Se utilizará un factor de seguridad de 4, en virtud que hay gran incertidumbre en el diseño de los primeros elementos mecánicos y un factor de seguridad de 2 en los últimos elementos mecánicos, esto se da conforme se va teniendo resultados, rediseños y procesos de iteraciones en donde los resultados arrojados son más confiables.

La potencia y revoluciones del motor, son transmitidas al eje de transmisión de potencia por medio de 2 correas trapeciales. Este eje donde está montada la polea transmite movimiento a un sistema de ruedas cónicas que permiten que la transmisión de potencia y movimiento cambien de sentido 90 grados.

Este cambio de sentido solo afectará a uno de los dos rodillos de arrastre que será beneficiado con la transmisión y la potencia enviada desde el motor.

El otro rodillo tendrá el efecto de ser “loco”, es decir, solo se dejará arrastrar por el otro rodillo, estos rodillos ayudan al avance del cartón desde los 20 m/min la mínima y 200 m/min la máxima. La máquina consta de 4 rodillos, montados en pares, una al lado derecho de la máquina y otra al izquierdo, independientes uno del otro (**figura E**).



Figura E. Estación de espiralado (rodillos de arrastre).

Las tiras de cartón ingresan por un lado de la estación de espiralado, independiente de sus espesores y anchos, estas tiras se enrollan en el eje espiralador ubicado en el centro del bastidor y el avance del cartón se lo realiza con los rodillos de arrastre, al ser apretados por una banda de poliamida resistente a la humedad (**figura F**).



Figura F. Estación de espiralado (ingreso y enrollado de las tiras de cartón)

Todo este conjunto de los rodillos de arrastre están, montados sobre una tornamesa que puede girar desde 0 grados mínimo a 22 grados máximo y tener un avance transversal de los rodillos dependiendo del diámetro del eje espiralador.

Este avance transversal, será dado por medio de una manivela, que accionará un tornillo de rosca ACME de una entrada y de fabricada con una rosca derecha y otra izquierda, que permitirá que el acercamiento y alejamiento de los rodillos sea de manera uniforme y dependiente del mismo movimiento (**Figura G**).



Figura G. Estación de espiralado (Tornamesas de los rodillos de arrastre).

Estas facilidades en ángulo y avance transversal, permitirán ajustarse a las necesidades de los diámetros y los ángulos de avance de los tubos de cartón a fabricarse.

Todos estos elementos, serán montados sobre una estructura llamada BASTIDOR, con suficiente resistencia, así como rigidez, observación perfecta del proceso de espiralado y adaptación de la máquina al cuerpo humano.

Una vez espiralado los tubos de cartón pasan al proceso de CORTADO (**figura H**), que es la última estación, donde se lo corta a longitudes pedidas por el cliente.



Figura H. Estación de corte.

2.2. Diseño.⁶⁴

¿Qué es el diseño? El papel tapiz de la pared tiene un diseño. Quizás usted esté utilizando ropa de diseñador. Los automóviles se “diseñan” en función de su apariencia externa. El término *diseño* claramente abarca una amplia gama de significados. En los ejemplos arriba citados, el diseño se refiere principalmente a la apariencia estética del objeto. Tratándose del automóvil, todos los demás aspectos también incluyen el diseño. Sus componentes mecánicos internos (motor, frenos, suspensión, etc.) deben ser diseñados probablemente por ingenieros, no por artistas. , aunque al diseñar maquinaria el ingeniero tiene ocasión de exhibir algo de capacidad artística.

⁶⁴ NORTON, Robert. Diseño de máquinas. Pearson, p.3.

La palabra diseño proviene de la palabra latina *designare*, que significa “*designar, marcar...*” Estamos más interesados aquí en el diseño de ingeniería que en el diseño artístico. El diseño de ingeniería se puede definir como “*el proceso de aplicar las diversas técnicas y los principios científicos con el objeto de definir un dispositivo, un proceso o un sistema con suficiente detalle para permitir su realización*”.

2.2.1. Diseño de máquinas.

El diseño de máquinas se ocupa de la creación de maquinaria que funcione segura y confiablemente bien.

Una máquina puede definirse de muchas maneras, entre ellas las dos siguientes:

- a) Aparato formado de unidades interrelacionadas.
- b) Dispositivo que modifica una fuerza o un movimiento.

Las partes interrelacionadas a las cuales hace referencia la definición a veces también se les conoce en este contexto como elementos de máquinas. La idea de trabajo útil es fundamental a la función de una máquina, ya que en ello casi siempre habrá alguna transferencia de energía. La mención de fuerzas y movimiento también es vital para nuestros intereses ya que, al convertir la energía de una forma a otra, las máquinas crean movimiento y generan fuerzas. Es tarea del ingeniero definir y calcular movimientos, fuerzas y cambios de energía a fin de determinar el tamaño, las formas y los materiales necesarios para cada uno de los componentes interrelacionados de la máquina. En ello está la esencia del diseño de máquinas.

2.2.2. Iteración.⁶⁵

Así, en las etapas iniciales del diseño de maquinas nos encontramos ante un dilema. Por lo general, antes de llegar a la etapa de dimensionar las piezas ya se habrán definido los movimientos cinemáticos de la máquina. Además, ya se sabrá cuales son las fuerzas externas que aporta el “*mundo exterior*” El diseñador no puede prever con exactitud a que cargas presentes en el entorno someterá el usuario a la máquina. En estos casos, un análisis estadístico, partiendo de datos empíricos obtenidos de pruebas reales suelen proporcionar alguna información para efectos de diseño.

Lo que queda a definir son las fuerzas de inercia generadas por aceleraciones cinemáticas ya conocidas, aquellas que accionan sobre las todavía no definidas masas de las partes en movimiento. Este dilema se resuelve únicamente por iteración lo que significa *repetir, es decir regresar a su estado previo*. Debemos asumir alguna consideración de prueba para cada pieza, aplicar las propiedades de masa (masa, localización del centro de gravedad y momento de inercia) de esta configuración de prueba en un análisis de fuerzas dinámico para determinar las fuerzas, momentos y pares de torsión que actúan sobre la pieza. En general, la determinación precisa de todas las cargas de una máquina es la tarea más difícil del proceso de diseño. Una vez conocidas las cargas, es posible calcular los esfuerzos.

Lo más probable es que en la primera prueba encontraremos que nuestro diseño falla o que nuestros materiales no resisten los niveles de esfuerzos que se presentan. Entonces debemos volver a diseñar las piezas (hacer una iteración) cambiando forma, dimensiones, materiales, procesos de manufactura y otros factores, a fin de alcanzar un diseño aceptable. Por lo general no es posible conseguir un resultado de éxito sin tener que efectuar varias iteraciones siguiendo este proceso de diseño.

⁶⁵ NORTON, Robert. Diseño de máquinas. Pearson, p.5.

2.2.3. Un proceso de diseño.⁶⁶

“El proceso de diseño es esencia un ejercicio de creatividad aplicada. Se han definido varios “procesos de diseño” para ayudar a organizar el ataque sobre el “problema no estructurado”, es decir, aquel para el cual la definición del problema es aún vago y para el que hay muchas soluciones posibles. En la tabla 2.1 aparece una versión de diez pasos del proceso de diseño (**tabla 2.1**).

Un proceso del diseño	
1	Identificar la necesidad.
2	Investigación de antecedentes.
3	Enunciado del objetivo.
4	Especificaciones de la tarea.
4	Síntesis.
6	Análisis.
7	Selección.
8	Diseño detallado.
9	Prototipos y pruebas
10	Producción.

Tabla 2.1 Un proceso del diseño.

En teoría, podríamos continuar para siempre esta iteración sobre un problema dado de diseño, creando constantemente pequeñas mejoras. Es inevitable que a lo largo del tiempo la ganancia acumulativa en funcionamiento o la reducción en costo tenderán a cero. Llegado a cierto punto, deberemos declarar al diseño “lo suficientemente bueno” y lanzarlo.

⁶⁶ NORTON, Robert. Diseño de máquinas. México D. F. Pearson, p.6.

En el diseño de máquinas, los primeros pasos del proceso de diseño por lo general implica la síntesis de tipo de configuraciones cinemáticas adecuadas que proporcionen los movimientos necesarios. Esta tarea es difícil para un estudiante, ya que requiere de experiencia y conocimientos de los diversos tipos de mecanismos existentes que serán factibles desde un punto de vista del desempeño y manufactura”.

Propiedades del cartón. Ver anexo 4.

Fuerza a la flexión = 18778 mN

Espesor = 790 μm

Ancho = 130 mm

2.3. DISEÑO DEL EJE ESPIRALADOR

DATOS TECNICOS⁶⁷ Ver Anexo 3.

Acero aleado: 147M

Diámetro exterior máximo: 7 plg.

Longitud de trabajo: 1.5m.

Masa: 109.4kg/m.

Diámetro interior: 125mm

⁶⁷ Catalogo IVAN BOHMAN C.A, p. 39

Peso del eje

$$w = mg \quad (2.1)^{68}$$

Donde:

W : Peso neto (N)

m : Masa (kg/m)

g : Aceleración de la gravedad (m/s^2)

x : distancia del eje (m)

w : peso por metro (N/m)

$$W = wx$$

$$W = mgx \quad (2.2)^{69}$$

$$W = 109.4 \times 9.8 \times 1.5$$

$$\mathbf{W = 1608.18 [N]}$$

⁶⁸ GIECK, Kurt. Manual de formulas técnicas. 30 ed. México D.F. Alfaomega, 2000. M1 p.

⁶⁹ Ibíd., p. P4.

2.3.1. Fuerza cortante y momento flexionante.

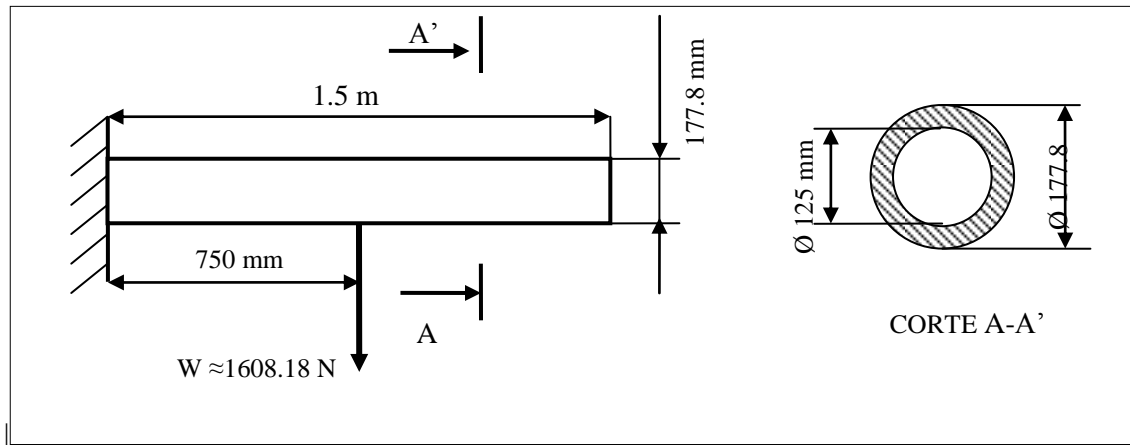


Figura 2.1. Diagrama de fuerzas en el eje espiralador.

Para realizar los cálculos en los puntos respectivos como se indica en la figura 39 se procede de la siguiente manera.

Reacción en el punto A

$$\sum F_y = 0 \quad (2.3)^{70}$$

$$R_A - W = 0$$

$$R_A - 1608.18 = 0$$

$$R_A = 1608.18[N]$$

Esfuerzo cortante

$$\tau_{máx} = \frac{16M_T}{d^3\pi}$$

⁷⁰ SINGER, Ferdinand L. Resistencia de materiales. 3 ed. México: Harla S.A. 1982. 92 p.

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{16 \times 104.8}{(0.177)^3 \pi}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = 3.015 \text{ KPa}$$

Momento en el punto A

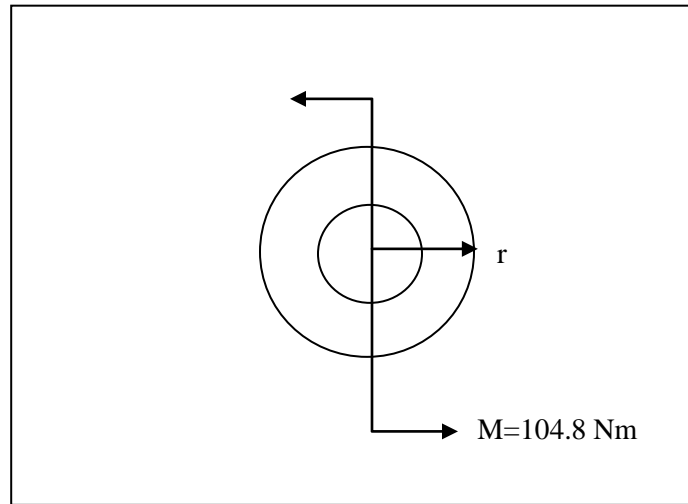


Figura2.2. Esquema del momento aplicado al eje espiralador

$$T = Fd$$

$$F = \frac{T}{d}$$

$$F = \frac{104.8}{0.088}$$

$$F = 1191 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0 \tag{2.4}^{71}$$

$$M_A - M_1 - M_2 - q_{eq} = 0$$

$$M_A = M_1 + M_2 + q_{eq}$$

⁷¹ Ibid. p 92.

$$M_A = 104.8 + 104.8 + 1608.18(0.750)$$

$$M_A = 1415.7 \text{ [Nm]}$$

Para $0 < x < 0.375$

$$+\uparrow \sum Fy = 0$$

$$R_A - V - q(x) = 0$$

$$V = R_A - q(x)$$

$$\underline{V = 1608.18 - 1072.12(x)}$$

$$+\circlearrowleft \sum M = 0$$

$$M + M_A - R_A(x) + q_{eq}(x)\frac{x}{2} = 0$$

$$M = -M_A + R_A(x) - q_{eq}(x)\frac{x}{2}$$

$$M = -1415.7 + 1608.18(x) + \frac{1072.12}{2}x^2$$

$$\underline{M = -1415.7 + 1608.18(x) - 536.06x^2}$$

$$\begin{array}{l} \text{Si } x = 0 \quad \Rightarrow \quad \left| \begin{array}{l} V = 1608.18 \text{ [N]} \\ M = -1415.7 \text{ [Nm]} \end{array} \right. \end{array}$$

$$\begin{array}{l} \text{Si } x = 0.375 \quad \Rightarrow \quad \left| \begin{array}{l} V = 1206.1 \text{ [N]} \\ \end{array} \right. \end{array}$$

$$M = -888 \text{ [Nm]}$$

$$\text{Para } 0.375 < x < 1.125$$

$$+\uparrow \sum Fy = 0$$

$$R_A - V - q(x) = 0$$

$$V = R_A - q(x)$$

$$\underline{V = 1608.18 - 1072.12(x)}$$

$$+\curvearrowright \sum M = 0$$

$$M + M_A - M_1 - R_A(x) + q_{eq}(x)\frac{x}{2} = 0$$

$$M = -M_A + M_1 + R_A(x) - q_{eq}(x)\frac{x}{2}$$

$$M = -1415.7 + 104.8 + 1608.18(x) - \frac{1072.12}{2}x^2$$

$$\underline{M = -1310.9 + 1608.18(x) - 536.06x^2}$$

$$\text{Si } x = 0.375 \quad \Rightarrow \quad \left| \begin{array}{l} V = 1206.1 \text{ [N]} \\ M = -783.2 \text{ [Nm]} \end{array} \right.$$

$$\text{Si } x = 1.125 \quad \Rightarrow \quad \left| \begin{array}{l} V = 402.1 \text{ [N]} \\ \end{array} \right.$$

$$M = -180.14 [Nm]$$

Para $1.125 < x < 1.5$

$$+\uparrow \sum Fy = 0$$

$$V - q(1.5 - x) = 0$$

$$V = 1.5q - q(x)$$

$$V = 1072.12(1.5) - 1072.12(x)$$

$$\underline{V = 1608.18 - 1072.12(x)}$$

$$+\curvearrowright \sum M = 0$$

$$M + q_{eq}(1.5 - x) \left(\frac{1.5 - x}{2} \right) = 0$$

$$M + \frac{q_{eq}}{2} (2.25 - 3x + x^2) = 0$$

$$M + 1.125q_{eq} - 1.5q_{eq}x + \frac{q_{eq}}{2}x^2 = 0$$

$$\underline{M = -1206 + 1608(x) - 536x^2}$$

$$\text{Si } x = 1.125 \quad \Longrightarrow \quad \left| \begin{array}{l} V = 402.1 [N] \\ M = -75.4 [Nm] \end{array} \right.$$

$$\text{Si } x = 1.5 \quad \Longrightarrow \quad \left| \begin{array}{l} V = 0 [N] \\ M = 0 [Nm] \end{array} \right.$$

2.3.2. Deflexión del eje espiralador.

$$\delta = \Delta x = \frac{qL^4}{8EI} \quad (2.5)^{72}$$

$$I = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4) \quad (2.6)^{73}$$

Donde:

$\delta = \Delta x$: Deflexión máxima (mm).

E : Módulo elástico (N/m²).

I : Momento de inercia (m⁴).

D : Diámetro exterior (mm).

d : Diámetro interior (mm).

Entonces los datos que se tiene para encontrar el momento de inercia de la ecuación 2.6 y 2.5 son los siguientes:

$E = 2.1 \times 10^{11}$ N/m². Para acero aleado (147M) ⁷⁴

$D = 177.8$ mm.

$d = 125$ mm.

$$I = \frac{\pi}{64} \frac{(177.8^4 - 125^4)}{(1000)^4}$$

⁷² SINGER, Op. Cit., p.218.

⁷³ GIECK, Op. Cit., p. P3.

⁷⁴ SOLID WORKS, Software de diseño mecánico.

$$I = 3.7 \times 10^{-5} \text{ m}^4$$

$$\delta = \frac{1072.12 \times 1.5^4}{8 \times 2.1 \times 10^{11} \times 3.7 \times 10^{-5}}$$

$$\Delta x = 8.73 \times 10^{-5} \text{ m}$$

$$\Delta x = \mathbf{0.087 mm}$$

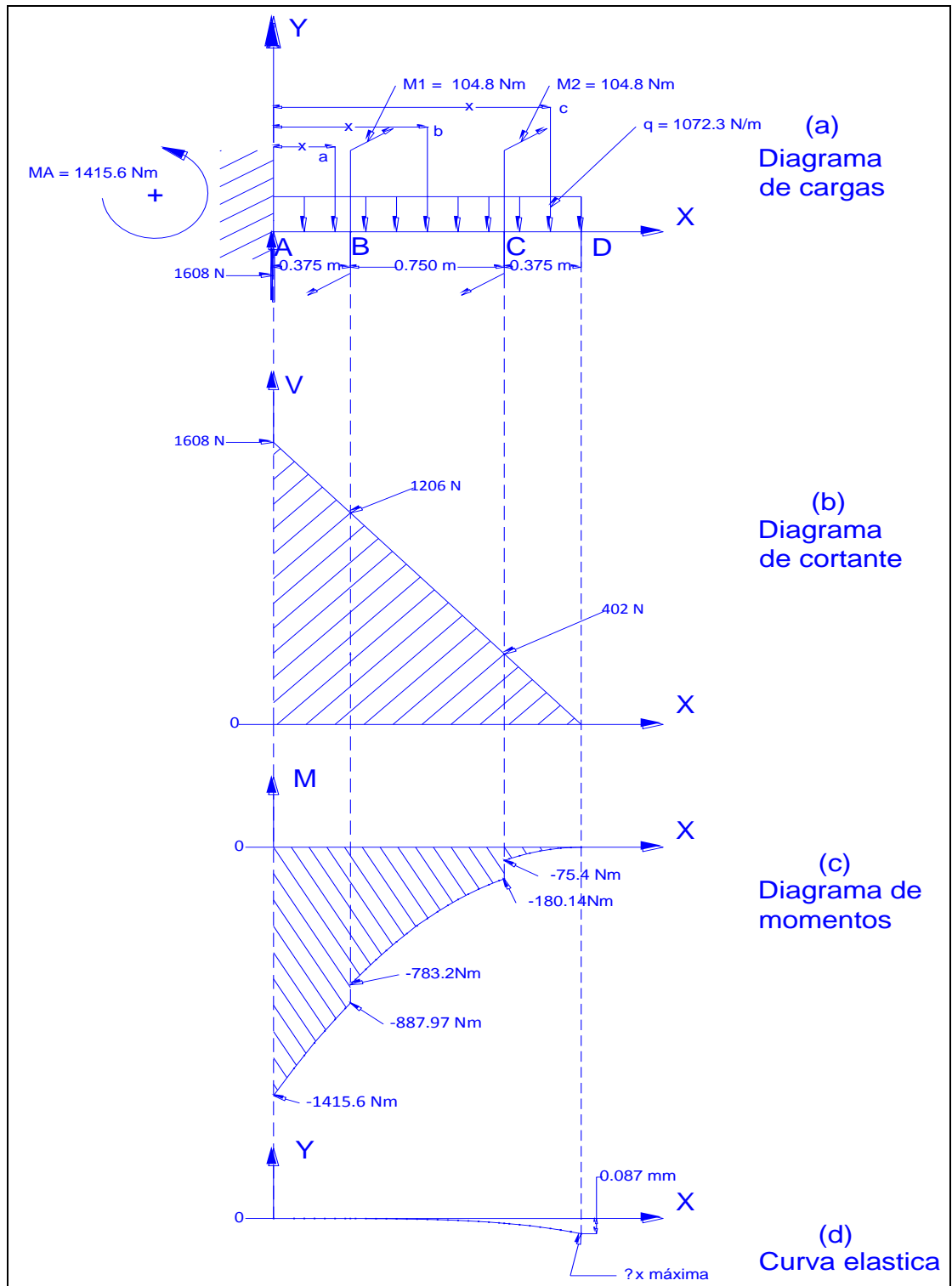


Figura 2.3. Diagramas de esfuerzo cortante y momento flexionante del eje espiralador.

2.3.3. Factor de diseño del eje espiralador.

El factor de diseño para este diseño es el siguiente:

$N = 2.5$ a 4 o más para materiales dúctiles.⁷⁵

Diseño de estructuras estáticas o elementos de maquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzo o el ambiente. Se escogió el 4.

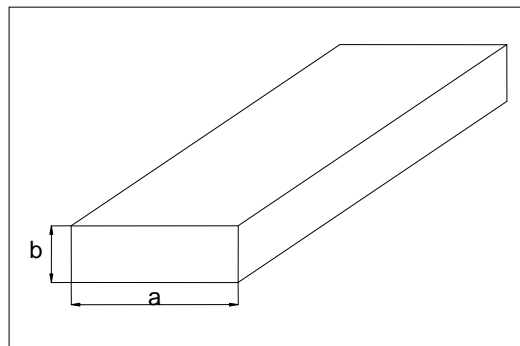


Figura 2.4. Esquema de dimensiones del cartón.

2.3.3.1. Cálculo del esfuerzo del cartón.

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (2.6)^{76}$$

Donde:

σ : Esfuerzo a la flexión (N/m^2)

F: Fuerza (N)

⁷⁵ MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. 185 p.

⁷⁶ GIECK, Kurt. Manual de formulas técnicas. 30 ed. México D.F. Alfaomega, 2000. P1 p.

A: Área (m^2)

Propiedades del cartón. Ver anexo 4.

Fuerza a la flexión = 18778 mN

Espesor = 790 μm

Ancho = 130 mm

$$A = ab \quad (2.7)^{77}$$

Donde:

a: Ancho del cartón.

b: espesor del cartón

Entonces remplazamos los datos en la ecuación 2.7 para encontrar el área del cartón.

$$A = (100 \times 0.79)mm$$

$$A = 79 \text{ mm}^2$$

$$A = 79mm^2 \times \frac{1m^2}{(1000 \text{ mm})^2}$$

$$A = 7.9 \times 10^{-5}m^2$$

Con el área encontrada obtenemos el esfuerzo a la flexión con la ecuación 2.6

⁷⁷ Ibíd., p B1.

$$\sigma = \frac{1.877}{7.9 \times 10^{-5}}$$

$$\sigma = 23759.14 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Diámetro de los rodillos de arrastre del cartón.

Diámetro: 200 mm (valor asumido)

Velocidad de salida del cartón (Avance): 60 m/min

2.3.3.2. Velocidad de giro del rodillo.

$$V_m = \frac{2 s n}{1000} \quad (2.8)^{78}$$

Donde:

V_m = Velocidad normal (m/min).

s : Paso (ancho del cartón) (mm).

n : Revoluciones (rpm).

Despejando n de la ecuación 2.3.

$$n = \frac{V_m 1000}{2 s}$$

⁷⁸GTZ. Matemática aplicada para la técnica mecánica. p.80.

$$n = \frac{60 \frac{m}{min} \times 1000}{2 \times 120mm}$$

$$n = 250 [rpm]$$

2.3.3.3. Angulo de salida del cartón.

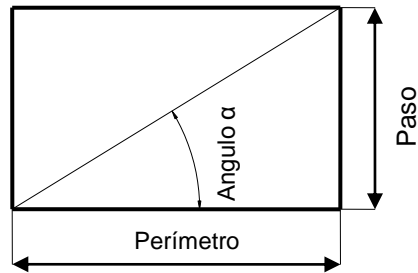


Figura 2.5. Diagrama para encontrar el ángulo de salida del tubo de cartón.

$$P = D \pi \quad (2.9)^{79}$$

Donde:

P: Perímetro del tubo (mm).

D: Diámetro del eje espiralador (mm).

π : Constante (3.1416).

$$P = 177.8 \times 3.1416$$

$$P = 558.57 [mm]$$

Angulo de salida (α)

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{cat.opuesto}{cat.adyacente} \quad (2.10)^{80}$$

⁷⁹ Ibíd., p 80.

Reemplazando con los datos del cartón queda de la siguiente manera y se obtiene el ángulo de salida del cartón.

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{S}{P}$$

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{130}{558.57}$$

$$\alpha = 13.1^{\circ}$$

2.2.4. Peso del rodillo de arrastre

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (2.11)^{81}$$

$$V = \frac{\pi}{4} h (D^2 - d^2) \quad (2.12)^{82}$$

Donde:

ρ : Densidad (m^3/Kg) .

m : Masa (kg).

V : Volumen (m^3).

H : Altura del cilindro (mm).

D : Diámetro exterior (mm).

d : Diámetro interior (mm).

Primero encontramos el volumen del anillo con la ecuación 2.11 de la siguiente forma:

⁸⁰ GIECK, Op. Cit., p. E2.

⁸¹ Ibíd., p.O1.

⁸² Ibíd., p.C2.

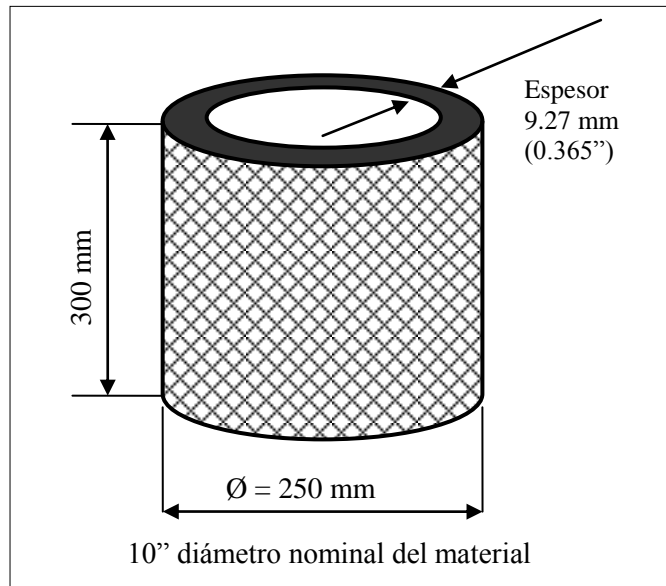


Figura 2.6. Dimensiones del rodillo de arrastre del cartón.

Datos del rodillo:⁸³ Ver anexo 25.

$h =$ 300 mm

$D =$ 250 mm = 10 plg.

Espesor (e) = 0.365 plg = 9.27 mm.

Área (A): = 11.9 plg² = 7677.404 mm².

Masa (m) = 39.84 lb = 18.11 Kg.

$$V = \frac{\pi}{4} 300(250^2 - 231.46^2)$$

$$V = 2103202.44 \text{ [mm}^3\text{]}$$

⁸³CRAIG, Roy. Mecánica de materiales. 2 ed. México. Ccsa. 2002. p.D-8.

Con la ecuación 2.1 encontramos el peso.

$$w = 18.11 \times 9.8$$

$$w = 177.47 [N]$$

2.3. MOMENTO TORSIONANTE DEL EJE ESPIRALADOR

Material: 147M (acero aleado) **Ver anexo 3.**

Resistencia a la fluencia (Cedencia): $48 \text{ Kg/mm}^2 = 470 \text{ MPa.}$

Carga flexionante: $2412.24\text{N} = 2.412 \text{ KN.}$

Factor de seguridad:⁸⁴ 4.

Resistencia a la tracción: $66 \text{ kgf/mm}^2.$

$$\sigma = \frac{MC}{I} = \frac{M}{\frac{I}{C}} = \frac{M}{S} \quad (2.13)^{85}$$

$$I = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4) \quad (2.14)^{86}$$

Donde:

σ : Esfuerzo flexionante (KPa).

I : Momento de inercia (mm^2).

⁸⁴ MOTT, Op. Cit., p.185.

⁸⁵ SHIGLEY, Joseph E. Diseño en ingeniería mecánica. 6 ed. Mexico D.F. McGraw-Hill. 2002. 114p.

⁸⁶ GIECK, Op. Cit., p. P3.

$\frac{I}{c} = S$: Módulo de sección (m^4).

C: Distancia del eje neutro a las fibras externas (m).

$$\sigma = \frac{32(1.80) \times (0.1778)}{3.14 \times (0.1778)^4 - (0.125)^4}$$

$$\sigma = 13558.76 [KPa]$$

$$M = F \times d \quad (2.15)^{87}$$

$$M = 2.41 \times 0.75$$

$$M = 1.80 [KNm]$$

2.3.1. Esfuerzo combinado

$$\sigma_a = \frac{F}{A} = \frac{F}{\phi \pi e} \quad (2.28)^{88}$$

Donde:

σ_a : Esfuerzo por carga axial (KPa).

F: Carga axial (KN).

A: Área de sección transversal (m^2).

Para el eje de 7 plg. Reemplazando en la ecuación 2.28

$$\sigma_a = \frac{3.754}{0.1778 \pi 0.0261}$$

$$\sigma_a = 257.49 KPa$$

⁸⁷ GIECK, Op. Cit., p. K1.

⁸⁸ SINGER, Op. Cit., p.289.

Para 20 capas

$$\sigma_b = \frac{37.54}{0.1778 \pi 0.0261}$$

$$\sigma_b = 2574.96 \text{ KPa}$$

2.3.1.1. Tensión cortante.

$$\tau_{xy} = \frac{T\rho}{I_p} \quad (2.29)^{89}$$

Para dos capas de cartón.

$$\tau_{xya} = \frac{T\rho}{I_p} \quad (2.29 \text{ a})$$

Para 20 capas de cartón.

$$\tau_{xyb} = \frac{T\rho}{I_p} \quad (2.29b)$$

Donde:

τ_{xy} : Tensión cortante en la envuelta del cartón.

T: Momento de torsión.

I_p : Momento polar de inercia.

ρ : Distancia al centro del eje.

Reemplazando en la ecuación 2.27 obtenemos el área de la sección transversal

$$\rho = \frac{d}{2}$$

⁸⁹ NASH. William A, Resistencia de materiales. 1ed. México D.F. McGraw-Hill. 1995. 276p.

Para dos capas de cartón.

$$I_{pa} = 2\pi R^3 t \quad (2.30a)^{90}$$

Para 20 capas de cartón.

$$I_{pb} = 2\pi R^3 t \quad (2.30b)$$

Donde:

d: Diámetro del eje espiralador.

R: Radio exterior del tubo.

t: Espesor del cartón.

En el tubo para el diámetro de 7 pulgadas. Reemplazando los datos en las ecuaciones 2.29a, 2.29b, 2.30a, 2.30b respectivamente.

$$\delta = \frac{0.1778}{2} = 0.0889 \text{ m}$$

$$I_{pa} = 2\pi(0.0889)^3 0.261 = 1.5 \times 10^{-4} \text{ m}^4$$

$$\tau_{xya} = \frac{101.28 \times 0.0889}{1.5 \times 10^{-4}} = 78293.84 \text{ KPa}$$

⁹⁰NASH. William A, Resistencia de materiales. 1ed. México D.F. McGraw-Hill. 1995. 276p.

2.4. CÁLCULO DE TAPAS DEL RODILLO.

Espesor (e): 12.7mm.

Diámetro (d): 254mm.

Densidad (δ): $7.85\text{g/cm}^3 = 0.0785 \text{ g/mm}^3$.

2.4.1. Volumen del material.

$$V = \pi r^2 h \quad (2.16)^{91}$$

$$V = \pi(127)^2 12.7$$

$$V = 628317.27 \text{ mm}^3$$

$$\delta = \frac{m}{V} \quad (2.17)^{92}$$

Donde se despeja la masa.

$$m = \delta V$$

$$m = \frac{(0.00785 \times 628317.27)}{1000}$$

$$\mathbf{m = 9.86Kg}$$

⁹¹ GIECK, Op. Cit., p. C2.

⁹² GIECK, Op. Cit., p. O1.

Peso total de las dos tapas es.

$$W = (18.66 + 9.86) \times 2$$

$$W = 202.56 [N]$$

2.5. POTENCIA REQUERIDA.

Momento tomando de la ecuación 2.15

$$M = Fd$$

$$M = 202.56 \times 0.5$$

$$M = 101.28 [Nm]. \text{ Torsionante.}$$

Distancia desde el centro del eje espiralador al centro del rodillo = 0.5 m.

$$P = \frac{2\pi}{60 \times 1000} Mn \quad (2.18)^{93}$$

Donde:

P: Potencia (HP).

M: Momento (Nm).

n: Número de revoluciones (rpm).

1 HP = 745.7 W

⁹³ GTZ, Op. Cit., p. 118.

La potencia para 58 rpm en una sola capa de cartón.

Se asume las revoluciones por minuto de acuerdo al ángulo y paso de las capas de cartón es 58 rpm. Especificados en la siguiente tabla.

Diámetro del tubo de cartón	perímetro	paso	ángulo	Rev. motor	Diámetro rodillo	avance cartón
(plg)	(mm)	(mm)	°	rpm	(mm)	(m/min)
7	558.58	130	13.11	57.69	200	15
6	478.78	130	15.20	67.31	200	17.5
5	398.98	130	18.06	80.77	200	21
4	319.19	130	22.17	100.96	200	26.25
3	239.39	130	28.52	134.62	200	35
2	159.59	130	39.19	201.92	200	52.5
1	79.80	130	58.49	403.85	200	105
0.5	39.90	130	72.98	807.69	200	210

Tabla 2.2. Ángulos y velocidades de salida del cartón.

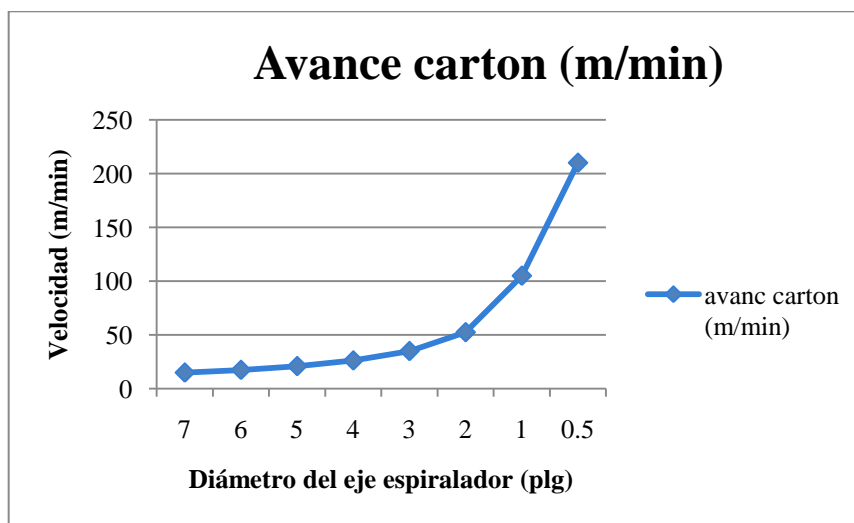


Figura 2.7. Velocidad de salida del cartón.

$$P = \frac{2\pi}{60 \times 1000} 101.28 \times 58$$

$$P = 0.61 \text{ KW}$$

$$P = 615.14W \times \frac{1HP}{745.7W}$$

$$\mathbf{P = 0.82HP.}$$

Potencia total en 10 capas de cartón es de:

$$P = 0.82 \times 10$$

$$\mathbf{P = 8.2 HP}$$

La potencia para 100 rpm en dos capas de cartón, que es para el tubo de diámetro de 4 pulgadas de acuerdo a la tabla 2.1.

$$P = \frac{2\pi}{60 \times 1000} 101.28 \times 100$$

$$P = 1.06 \text{ KW}$$

$$P = 1060.60W \times \frac{1HP}{745.7W}$$

$$\mathbf{P = 1.42HP}$$

Potencia total en 10 capas de cartón es de:

$$P = 1.42 \times 10$$

$$P = 14.2 \text{ HP} \approx 10.59 \text{ KW}$$

2.6. SELECCIÓN DE LA BANDA PLANA DE ARRASTRE DEL CARTÓN.

Para la selección de la banda se parte de los siguientes parámetros:

Ancho de la banda=	130 mm = 5.11 plg. (Asume)
Potencia a transmitir=	14 hp.
Factor de seguridad=	4
Distancia entre poleas 1000 mm =	9.37 plg.
Diámetro de las poleas=	219.07 mm = 8.625 plg.
Material=	Poliamida(A-4) de 5 plg de ancho. Ver Anexo 26.
Tensiones permisibles=	F ₁ y F ₂ .
Potencia permisible=	Ha
Momento torsionante=	101.28 Nm. Tomado de la ecuación 2.15.

Para que $(F_1)_a - F_2$ necesaria para transmitir el par de torsión **T** está dada por

$$(F_1)_a - F_2 = \frac{2T}{d} \quad (2.19)^{94}$$

Donde:

T: Par de torsión (lb.plg).

⁹⁴ SHIGLEY, Op. Cit., p.1071.

$(F_1)_a$: Tensión permisible máxima (lbf).

F_2 : Tensión del lado holgado (lbf).

D : Diámetro de la polea (plg).

Reemplazando los datos en la ecuación 2.19

$$(F_1)_a - F_2 = \frac{2 \times 896.28}{8.625}$$

$$(F_1)_a - F_2 = 207.83 \text{ lbf} = 922.7 \text{ N}$$

2.6.1. Tensión máxima permisible $(F_1)_a$

$$(F_1)_a = b \cdot F_a \cdot C_p \cdot C_v \quad (2.20)^{95}$$

Donde:

$(F_1)_a$: Tensión permisible máxima (lbf).

B : Ancho de la banda (plg).

F_a : Tensión permitida recomendada por el fabricante (lbf/plg).

C_p : Factor de corrección de la polea. Ver **Anexo 9**.

C_v : Factor de corrección de la velocidad. Ver **Anexo 10**.

⁹⁵ SHIGLEY, Op. Cit., p.1068.

Reemplazando datos en la ecuación 2.19 para obtener la tensión permisible máxima la información está en la tabla 17-2 del libro de Shigley Joseph. Diseño en ingeniería mecánica. Ver **anexo 3**.⁹⁶

$$b = 130\text{mm} = 5.11 \text{ plg.}$$

$$F_a = 175 \text{ lb/plg.}$$

$$C_p = 0.71$$

$$C_v = 1$$

$$(F_1)_a = 5 \times 175 \times 0.71 \times 1$$

$$(F_1)_a = 634.91 \text{ lb}$$

$$F_2 = (F_1)_a - [(F_1)_a - F_2] \quad (2.21)^{97}$$

$$F_2 = 634.9 - 207.83$$

$$F_2 = 426.17 \text{ lbf} = 1892.19 \text{ N.}$$

Se obtiene la tensión centrífuga F_c .

2.6.1.1. Angulo de contacto de la polea.

Cuando se emplea una transmisión de banda abierta, los ángulos se determinan mediante la siguiente ecuación:

$$\theta = \pi + 2 \sin^{-1} \frac{D+d}{2c} \quad (2.22)^{98}$$

⁹⁶ SHIGLEY, Op. Cit., p.1069.

⁹⁷ SHIGLEY, Op. Cit., p.1071.

Donde:

D: Diámetro mayor rodillo (plg).

D: Diámetro menor rodillo (plg).

C: Distancia entre centros de los rodillos (plg)

θ : Angulo de contacto (rad)

$$\theta = \pi + 2 \sin^{-1} \frac{8.625 + 8.625}{2 \times 39.37}$$

$$\theta = 3.58 \text{ rad}$$

2.6.1.2. Longitud de la banda plana de arrastre.

La longitud de las bandas cruzadas se determina mediante la siguiente ecuación:⁹⁹

$$L = [4C^2 - (D - d)^2]^{1/2} + \frac{\theta}{2} (D + d)$$

Donde:

L: Longitud de la banda (plg)

D: Diámetro mayor de la polea (plg).

D: Diámetro menor de la polea (plg).

Θ : Angulo de contacto de la polea (rad).

⁹⁸ SHIGLEY, Op. Cit., p.1063.

⁹⁹ SHIGLEY, Op. Cit., p.1063.

$$L = [4(39.37)^2 - (8.625 - 8.625)^2]^{1/2} + \frac{3.58}{2}(8.625 - 8.625)$$

$$L = 107.72 \approx 108 \text{ plg}$$

$$L = 2.73 \text{ m}$$

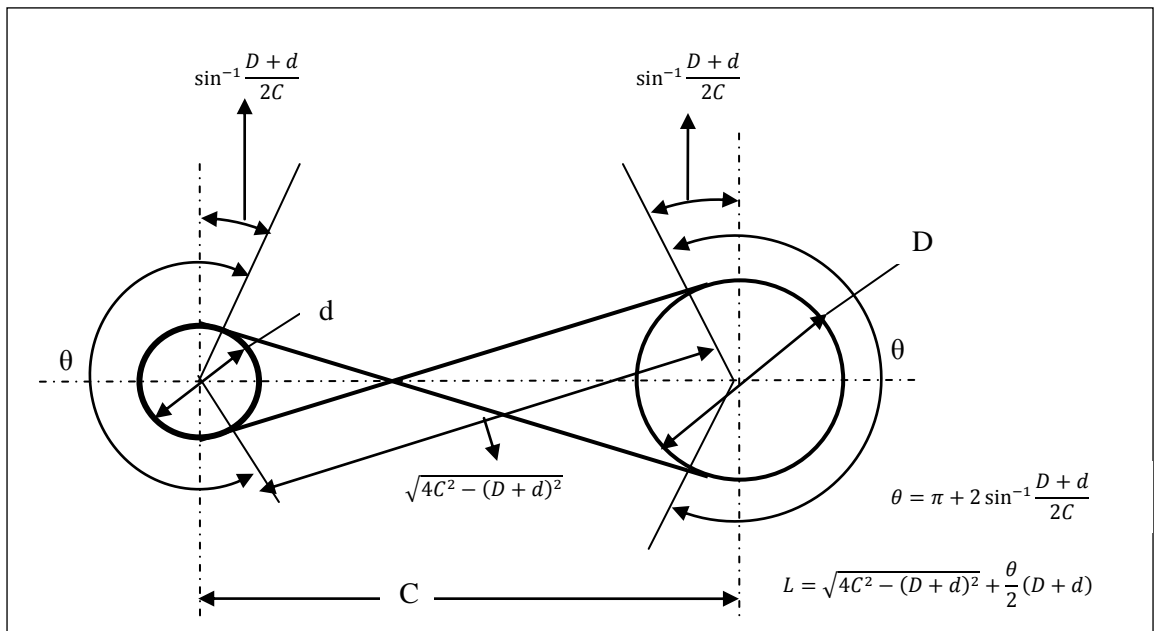


Figura 2.8. Geometría de bandas planas, banda cruzada¹⁰⁰

2.6.1.3. Velocidad de la banda plana de arrastre.

$$V = \frac{\pi dn}{12} \quad (2.23)^{101}$$

Donde:

d : Diámetro de la polea (rodillo) (plg).

N : Revoluciones por minuto (rpm).

¹⁰⁰ SHIGLEY, Op. Cit., p.1061.

¹⁰¹ SHIGLEY, Op. Cit., p.1065.

Para el eje espiralador de 4 pulgadas se obtiene una velocidad de:

$$V = \frac{\pi 8.625 \times 100}{12}$$

$$V = 225.97 \frac{ft}{min} = 1.12 \frac{m}{s}$$

Para el eje espiralador de 7 pulgadas se obtiene una velocidad de:

$$V = \frac{\pi 8.625 \times 58}{12}$$

$$V = 130.96 \frac{ft}{min} = 0.65 \frac{m}{s}$$

2.6.1.4. Peso de la banda plana de arrastre.

El peso w de un pie de banda esta dado en términos del peso específico γ en lbf/plg³ como:¹⁰²

$$w = 12\gamma bt \tag{2.24}$$

Donde:

- b: ancho de banda (plg).
- T: espesor de banda (plg).
- Γ : peso específico¹⁰³ (lbf/plg³)

$$w = 12 \times 0.039 \times 5.11 \times 0.20$$

¹⁰² SHIGLEY, Op. Cit., p.1065.

¹⁰³ SHIGLEY, Op. Cit., p.1069.

$$w = 0.478 \text{ lbf/ft} = 7.07 \frac{N}{m}$$

Con la información anterior que se encontró se obtiene la tensión centrífuga de la banda, la velocidad que se toma es para el tubo de 4 pulgadas debido a que es de mayor velocidad.

A partir de la geometría y velocidad de la banda se determina F_c .

$$F_c = \frac{w}{32.2} \left(\frac{V}{60} \right)^2 \quad (2.25)^{104}$$

$$F_c = \frac{0.478}{32.2} \left(\frac{225.97}{60} \right)^2$$

$$F_c = 0.21 \text{ lbf} = 0.93 N$$

2.6.1.5. Tensión inicial (F_i).

$$F_i = \frac{(F_1)_a + F_2}{2} - F_c \quad (2.26)^{105}$$

$$F_i = \frac{634.91 + 426.17}{2} - 0.21$$

$$F_i = 530.26 \text{ lbf} = 2354.3 N$$

Se verifica el desarrollo de la fricción, $f' < f$. Se usa la siguiente ecuación despejada para

f' .¹⁰⁶

¹⁰⁴ SHIGLEY, Op. Cit., p.1065.

¹⁰⁵ SHIGLEY, Op. Cit., p.1071.

$$f' = \frac{1}{\theta} \ln \frac{(F_1)_a - F_c}{F_2 - F_c}$$

$$f' = \frac{1}{3.26} \ln \frac{634.91 - 0.21}{426.17 - 0.21}$$

$$f' = 0.122$$

Como $f' < f$, es decir $0.122 < 0.8$ no hay peligro de deslizamiento de acuerdo a la tabla 17-2 del texto “Diseño en ingeniería mecánica” Joseph Shigley. Ver **Anexo 3**.

2.7. ESFUERZOS COMBINADOS DEL TUBO DE CARTÓN

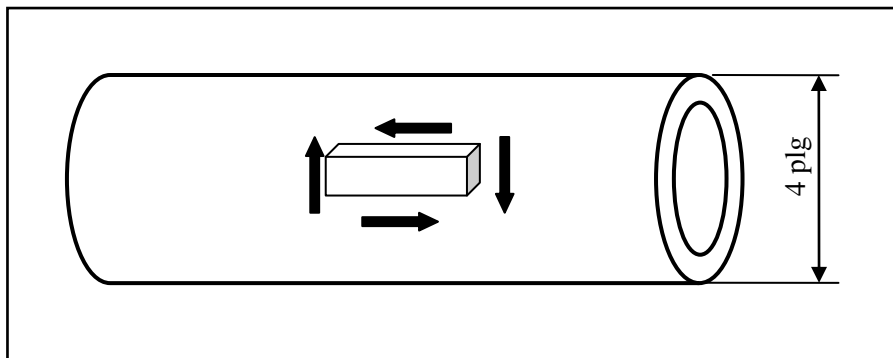


Figura 2.9. Esfuerzos del tubo de cartón

$$\sigma = 18.27 \text{ KPa}$$

$$F = 1.877 \text{ KN}^{107}$$

e= Espesor.

$$F_a = 1.877 \text{ KN} \times 2 \text{ capas}$$

$$F_a = 3.754 \text{ KN}$$

¹⁰⁶ SHIGLEY, Op. Cit., p.1068.

¹⁰⁷ Tablas archivo digital

$$F_b = 1.877KN \times 20capas$$

$$F_b = 37.54 KN$$

$$e_a = 0.79mm \times 2$$

$$e_a = 1.58mm = 0.00158m$$

$$e_b = 0.79mm \times 20$$

$$e_b = 15.8mm = 0.0158m$$

2.7.1. Área transversal.

$$A_a = \pi. \emptyset. e \quad (2.27)^{108}$$

Donde:

$\emptyset =$ Diámetro (m).

$e =$ Espesor de una capa de cartón (m).

$A_a =$ Área de la sección transversal de dos capas de cartón (m²).

$A_b =$ Área de la sección transversal para 20 capas de cartón (m²).

Reemplazando en la ecuación 2.27 obtenemos el área de la sección transversal

En el tubo para el diámetro de 4 pulgadas.

$$4plg = 101.6 mm = 0.1016 m$$

¹⁰⁸NASH. William A, Resistencia de materiales. 1ed. México D.F. McGraw-Hill. 1995. 275p.

$$A_a = 0.1016 \times 0.00158 \times \pi$$

$$A_a = 0.0005043 \text{ m}^2$$

$$A_b = 0.1016 \times 15.80 \times \pi$$

$$A_b = 0.00504 \text{ m}^2$$

2.7.2. Esfuerzo por carga axial

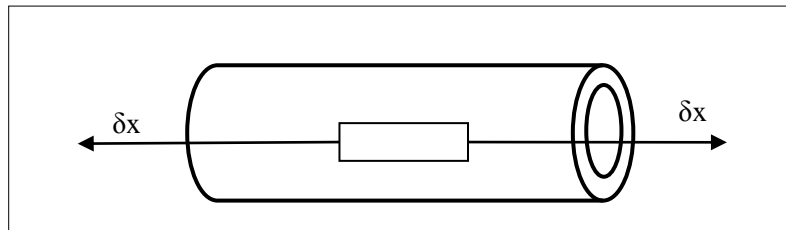


Figura 2.10. Diagrama de esfuerzo por carga axial.

$$\sigma_a = \frac{F}{A} \quad (2.28)^{109}$$

Donde:

σ_a : Esfuerzo por carga axial (Kpa).

F: Carga axial (KN).

A: Área de sección transversal (m^2).

¹⁰⁹ SINGER, Op. Cit., p.289.

Para el eje de 4 plg. Remplazando en la ecuación 2.28

$$\sigma_a = \frac{3.754}{0.0005043}$$

$$\sigma_a = 7443.98 \text{ KPa}$$

Para 20 capas

$$\sigma_b = \frac{37.54}{0.00504}$$

$$\sigma_b = 7448.41 \text{ KPa}$$

Con el mismo procedimiento anterior se realiza los cálculos para los demás diámetros de los tubos con las ecuaciones 2.27 y 2.28.

En el tubo para el diámetro de 5 pulgadas.

$$5\text{plg} = 127 \text{ mm} = \mathbf{0.127 \text{ m}}$$

$$A_a = 0.000630 \text{ m}^2$$

$$A_b = 0.00630 \text{ m}^2$$

$$\sigma_b = 5958.73 \text{ KPa}$$

En el tubo para el diámetro de 6 pulgadas.

$$6\text{plg} = 152.4 \text{ mm} = \mathbf{0.1524 \text{ m}}$$

$$A_a = 0.0007564 \text{ m}^2$$

$$A_b = \mathbf{0.007564 \text{ m}^2}$$

$$\sigma_b = 49.62.9 \text{ KPa}$$

$$\sigma_b = 49.62 \text{ KPa}$$

En el tubo para el diámetro de 5 pulgadas.

$$7 \text{ plg} = 177.8 \text{ mm} = \mathbf{0.1778 \text{ m}}$$

$$A_a = 0.0008825 \text{ m}^2$$

$$A_b = 0.008825 \text{ m}^2$$

$$\sigma_b = 4253.82 \text{ KPa}$$

$$\sigma_b = 4253.82 \text{ KPa}$$

2.7.3. Cálculo de la tensión cortante en la envoltura.

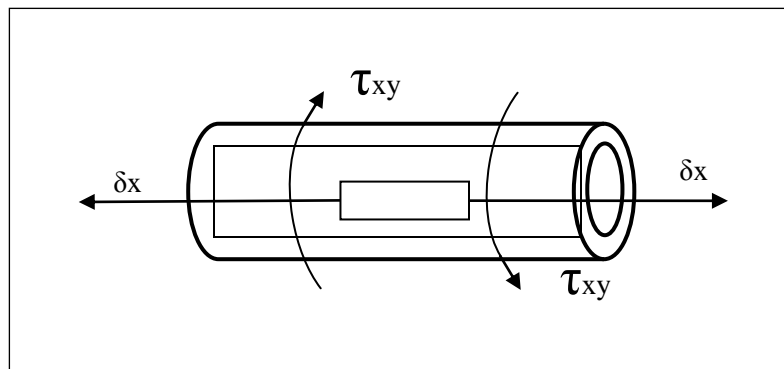


Figura 2.11. Diagrama de la tensión cortante en la envoltura.

T = 896.28 lb-plg.

$$\tau_{xy} = \frac{T\rho}{I_p} \quad (2.29)^{110}$$

Para dos capas de cartón.

$$\tau_{xya} = \frac{T\rho}{I_p} \quad (2.29 \text{ a})$$

Para 20 capas de cartón.

$$\tau_{xyb} = \frac{T\rho}{I_p} \quad (2.29b)$$

Donde:

τ_{xy} : Tensión cortante en la envuelta del cartón.

T: Momento de torsión.

I_p : Momento polar de inercia.

ρ : Distancia al centro del eje.

Reemplazando en la ecuación 2.27 obtenemos el área de la sección transversal

$$\rho = \frac{d}{2}$$

Para dos capas de cartón.

$$I_{pa} = 2\pi R^3 t \quad (2.30^a)^{111}$$

¹¹⁰ NASH. William A, Resistencia de materiales. 1ed. México D.F. McGraw-Hill. 1995. 276p.

Para 20 capas de cartón.

$$I_{pb} = 2\pi R^3 t \quad (2.30b)$$

Donde:

d: diámetro del eje espiralador.

R: Radio exterior del tubo.

t: espesor del cartón.

En el tubo para el diámetro de 4 pulgadas. Reemplazando los datos en las ecuaciones 2.29^a, 2.29b, 2.30^a, 2.30b respectivamente.

$$\delta = \frac{0.1016}{2} = 0.0508 \text{ m}$$

$$I_{pa} = 2\pi(0.0508)^3 0.00158 = 1.3 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$I_{pa} = 2\pi(0.0508)^3 0.0158 = 1.3 \times 10^{-5} \text{ m}^4$$

$$\tau_{xya} = \frac{104.81 \times 0.0508}{1.3 \times 10^{-6}} = 4095.65 \text{ KPa}$$

$$\tau_{xyb} = \frac{104.81 \times 0.0508}{1.3 \times 10^{-5}} = 409.565 \text{ KPa}$$

Realizando los mismos procedimientos anteriores se obtiene la información para los demás diámetros de tubos.

¹¹¹NASH. William A, Resistencia de materiales. 1ed. México D.F. McGraw-Hill. 1995. 276p.

En el tubo para el diámetro de 5 pulgadas.

$$\delta = 0.0635 \text{ m}$$

$$I_{pa} = 2.5 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$I_{pa} = 2.5 \times 10^{-5} \text{ m}^4$$

$$\tau_{xya} = 2662.17 \text{ KPa}$$

$$\tau_{xyb} = 266.217 \text{ KPa}$$

En el tubo para el diámetro de 6 pulgadas.

$$\delta = 0.0762 \text{ m}$$

$$I_{pa} = 4.3 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$I_{pa} = 4.3 \times 10^{-5} \text{ m}^4$$

$$\tau_{xya} = 1857.33 \text{ KPa}$$

$$\tau_{xyb} = 185.733 \text{ KPa}$$

En el tubo para el diámetro de 7 pulgadas.

$$\delta = 0.0889 \text{ m}$$

$$I_{pa} = 6.9 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$I_{pa} = 6.9 \times 10^{-5} \text{ m}^4$$

$$\tau_{xya} = 1304.89 \text{ KPa}$$

$$\tau_{xyb} = 130.48 \text{ KPa}$$

2.7.4. Relación de tensiones y ángulo de alargamiento.

Con el diámetro de cartón de 4 pulgadas se obtiene la siguiente relación y obtenemos el ángulo de alargamiento de la banda.

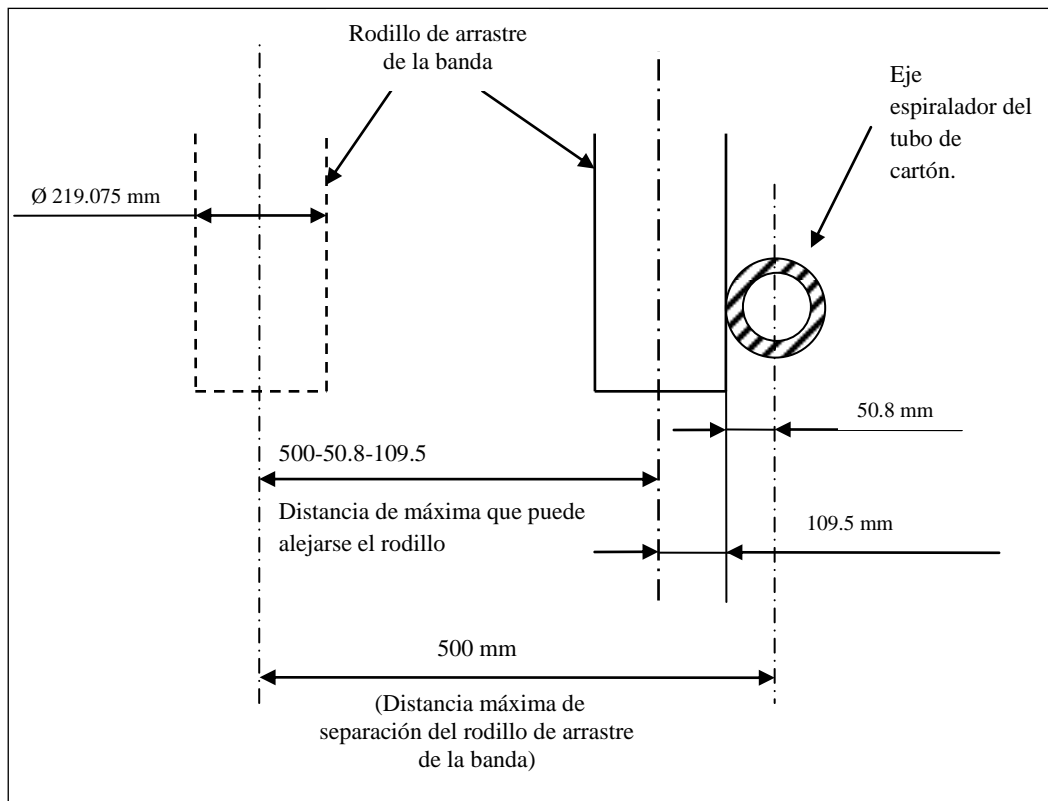


Figura 2.12. Diagrama de separación entre el eje espiralador y el rodillo de arrastre de la banda

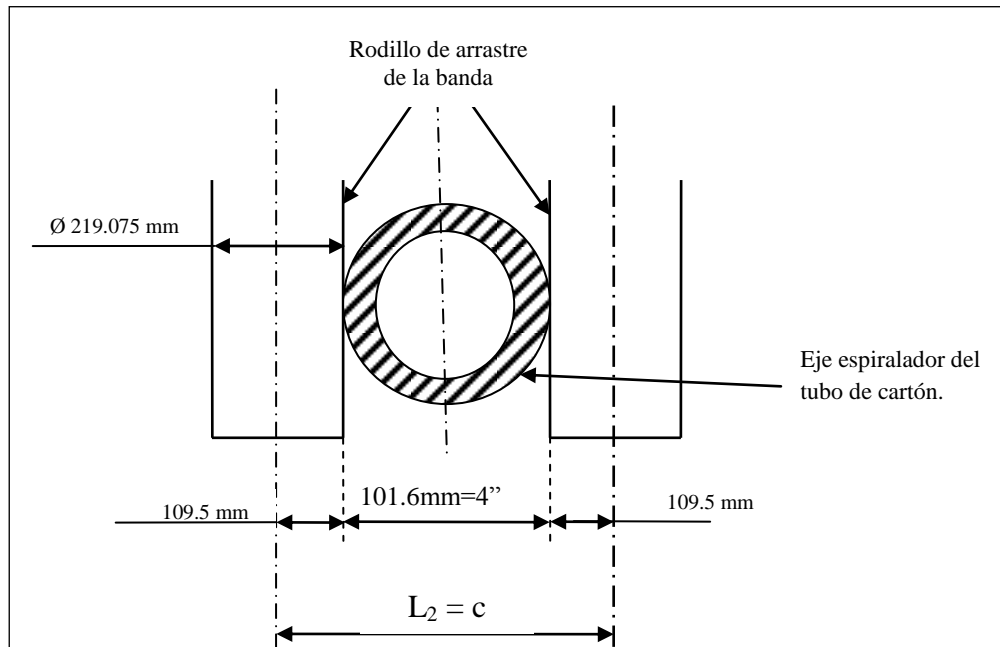


Figura 2.13. Esquema cuando es la separación de los rodillos de arrastre el eje espiralador es de 4pulgadas

$$L_T = c = 1000 \text{ mm}$$

$$L_2 = (101.6 + 109.5 + 109.5)$$

$$L_2 = 320.6 \text{ mm}$$

$$\alpha = 180^\circ + 2 \operatorname{sen}^{-1} \left(\frac{R+r}{c} \right) \quad (2.31)^{112}$$

Donde:

$\alpha_1; \alpha_2$: Angulo de abrazamiento de las poleas

R: Radio de la polea mayor. (mm).

r: Radio de la polea menor.(mm).

¹¹² HALL.A.S, HOLOWENCO.A.R., Diseño de maquinas: Teoría y 320 problemas resueltos. Mc Graw Hill, 1988. p. 295. (Colección Schaum).

C: Distancia entre ejes. (mm).

L_T: Longitud máxima de separación de los rodillos de arrastre. (mm).

Se calcula el ángulo de alargamiento de la banda cuando su distancia entre los rodillos de arrastre es la máxima. Con la ecuación 2.31.

$$\alpha_1 = 180^\circ + 2\text{sen}^{-1}\left(\frac{109.5 + 109.5}{1000}\right)$$

$$\alpha_1 = 205.30^\circ$$

$$\alpha_1 = \mathbf{3.58\,rad}$$

Se calcula el ángulo de alargamiento de la banda cuando su distancia entre los rodillos de arrastre es la mínima.

$$\alpha_2 = 180^\circ + 2\text{sen}^{-1}\left(\frac{109.5 + 109.5}{320.6}\right)$$

$$\alpha_2 = 223.08^\circ$$

$$\alpha_2 = \mathbf{3.893\,rad}$$

Con los valores de α_1 y α_2 se realiza el análisis las tensiones que se producen en la banda, de arrastre de la siguiente manera.

$$\frac{T_c}{T_d} = e^{\mu\alpha} \quad (2.32)^{113}$$

¹¹³ CALERO PEREZ, Roque. Fundamentos de mecanismos y máquinas para ingenieros. Madrid: Mc Graw Hill, 1999. p.253.

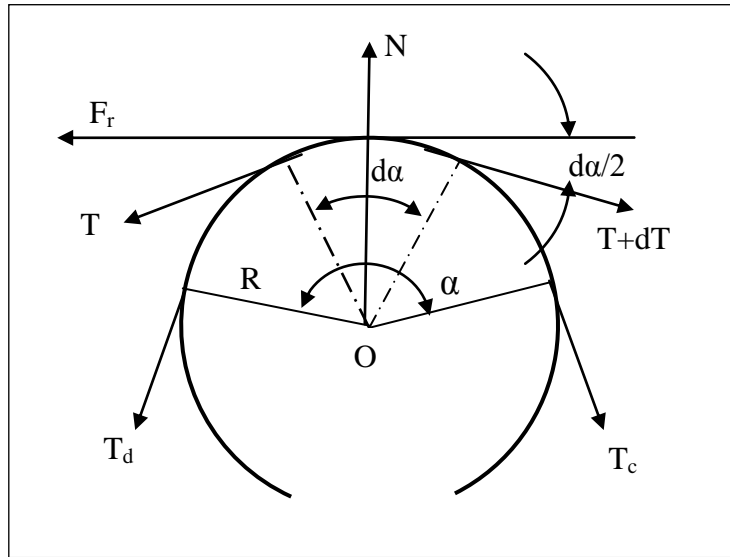


Figura 2.14. Esquema de las tensiones que actúan en el rodillo de arrastre la correa.

Donde:

T_c = Tensión en el ramo cargado.

T_d = Tensión en el lado descargado.

E = Constante logarítmica

μ = Coeficiente de rozamiento.

A = Ángulo de abrazado de la banda en el rodillo de arrastre.

- Calculamos la relación de rozamiento, cuando la separación de los rodillos de arrastre es máxima.

$$\frac{T_c}{T_d} = e^{0.8 \times 3.58}$$

$$\frac{T_c}{T_d} = 17.57$$

Por tanto la tensión **Tc** es igual a **(F₁)_a** de la ecuación 2.20. Entonces se calcula **Td**:

$$Tc = (F_1)_a = 634.91 lbs$$

Despejando Td de la ecuación 2.32 se tiene lo siguiente:

$$Td = \frac{634.91}{17.57}$$

$$\mathbf{Td = 36.13 lbsf = 160.41N}$$

- Calculamos la relación de rozamiento, cuando la separación de los rodillos de arrastre es mínima.

$$\frac{Tc}{Td} = e^{0.8 \times 3.893}$$

$$\frac{Tc}{Td} = 22.52$$

De igual manera despejamos Td de la ecuación 2.32 y tenemos el siguiente resultado:

$$Td = \frac{634.91}{22.52}$$

$$\mathbf{Td = 28.19 lbsf = 1235.16N.}$$

2.7.5. Caída o ajuste de la polea.

$$d = \frac{3L^2w}{2Fi} \quad (2.33)^{114}$$

Donde:

d= Caída de la polea. Plg.

¹¹⁴ SHIGLEY, Op. Cit., p. 1072.

L= Distancia entre centros. Pies.

W= Peso por pie de la banda. Lbs/pie. Se obtuvo con la ecuación 2.24.

Fi= Tensión inicial. Lbs. Se obtuvo con la ecuación 2.26.

La distancia entre centro se lo toma de dos medidas:

- Una para el tubo de cartón de diámetro 7 pulgadas donde es la máxima separación de los rodillos de arrastre.

$$L = 1000mm = 3.28 \text{ pies}$$

- Una para el tubo de cartón de diámetro 4 pulgadas donde es la mínima separación de los rodillos de arrastre.

$$L = 320mm = 1.049 \text{ pies}$$

w = 0.478 lbs/pie.

Fi = 530.26 lbs.

- Con estos valores se proceda a calcular la caída de la polea (rodillos de arrastre).

Para el tubo de diámetro de 7 plg quedará así.

$$d = \frac{3(3.28)^2 0.478}{2(530.26)}$$

$$\mathbf{d = 0.0145 \text{ plg} = 0.36 \text{ mm}}$$

Para el tubo de diámetro de 4plg quedará así.

$$d = \frac{3(1.049)^2 0.478}{2(530.26)}$$

$$d = 0.001 \text{ plg} = 0.3 \text{ mm.}$$

NOTA: Se lo tomará valores mínimo, como es el espiral de 4 pulgadas y máximo de 7 pulgadas, para referencia, debido a que los valores intermedios están dentro del margen del diseño

CONCLUSIÓN:

- d (caída o ajuste de la polea) es muy bajo en virtud que la transmisión es por correa cruzada.

2.7.6. Ancho de la banda plana de arrastre.

$$\frac{S_1 - w/v^2/g}{S_2 - w/v^2/g} = e^{f\alpha} \quad (2.34)^{115}$$

Donde:

$$\sigma = 409.56 \text{ Kpa} = 0.0594 \text{ Ksi} = 59.40 \text{ psi.}$$

S_1 : Esfuerzo máximo permisible. (psi).

S_2 : Esfuerzo en el ramal flojo de la correa. (psi).

D: Distancia entre centros de los rodillos de arrastre.

Rpm: Revoluciones por minuto

¹¹⁵ HALL. A. S, HOLOWENCO. A. R, Op. Cit., p. 291.

f: Coeficiente de rozamiento entre la correa y la polea

w': Peso de 1 pie de una correa que tiene una sección transversal de 1 pulgada cuadrada

v: Velocidad de la correa en pie/segundo.

G: Aceleración gravitacional

α : Angulo de abrazado de la banda en el rodillo de arrastre. (Rad).

Datos:

D= 39.37 plg.

Potencia= 14 HP

Rpm= 100.96

Espesor= 0.20 plg.

F= 0.8

w'= 0.039 lbs/plg³.

G= 32.2 pie/s.

Para obtener la velocidad del rodillo de arrastre es con la siguiente ecuación.

$$v = \frac{\pi DN}{12 \times 60}$$

Donde:

v= velocidad lineal del rodillo.(pies/s).

D= diámetro del rodillo de arrastre.(plg).

N= Revoluciones por minuto.(rpm).

$$v = \frac{\pi(8.625)62}{12 \times 60}$$

$$v = 3.79 \frac{pies}{s} = 1.137 \frac{m}{s}$$

El peso w' queda de la siguiente forma:

$$w' = 12(0.039)$$

$$w' = 0.468 \frac{lbs}{pie.plg^2}$$

$$\frac{w'v^2}{g} = \frac{0,468(3.79)^2}{32.2} = 0.2$$

De la ecuación 2.32 se coge el siguiente término.

$$e^{f\alpha} = e^{0.8 \times 3.893}$$

$$e^{f\alpha} = 22.52$$

Con las respuestas obtenidas se procede a reemplazar en la ecuación 2.34

$$\frac{59.40 - 0.2}{S_2 - 0.2} = 22.52$$

De la ecuación 2.34 se despeja S_2 obtenemos el siguiente resultado.

$$S_2 = \frac{59.40 - 0.2}{22.52} + 0.2$$

$$S_2 = 2.51 [psi] = 17.30 Kpas. \text{ En lado flojo.}$$

De las ecuaciones 2.21 y 2.26 tenemos lo siguiente

$$T_1 - T_2 = Fi - F_2$$

$$Fi - F_2 = 530.26 - 426.17$$

$$Fi - F_2 = 104.09 lbsf = 462.1 N$$

Con estos resultados reemplazamos en la siguiente ecuación. Y se obtiene el área de la correa.

$$A = \frac{T_1 - T_2}{S_1 - S_2} \quad (2.35)^{116}$$

$$A = \frac{104.09}{59.4 - 2.51}$$

$$A = 1.83 plg^2 = 1.14 \times 10^{-3} m^2$$

Ahora encontramos el ancho de la correa el espesor de la banda se obtiene de los datos usados en la ecuación 2.24.

$$b = \frac{1.83}{0.4}$$

$$b = 9.15 plg = 232.41 mm$$

El ancho de banda es demasiado grande, por tanto se realiza el proceso de iteración de acuerdo a Robert Norton. Como se cita al inicio de este capítulo.

¹¹⁶ HALL. A. S, HOLOWENCO. A. R, Op. Cit., p. 295.

En este proceso de iteración se realiza en las ecuaciones 2.24, 2.25, 2.26 y se obtiene los siguientes resultados.

$$w = 0.502 \text{ } lb_f / ft$$

$$F_c = 0.22 \text{ } lb_f = 0.97 N$$

$$F_i = 530.32 \text{ } lb$$

$$b = \frac{1.83}{0.4}$$

$$b = 4.575 \text{ } plg = 116.83 \text{ } mm$$

NOTA: Una banda de poliamida asumida de 130 mm de ancho por datos de experimentación personal.

La iteración se considera en virtud que en el diseño el valor del ancho **b = 232.41 mm**, un valor aproximado el doble de lo asumido, como es comprensible el cambio de ancho de la banda es más recomendable, también se puede decir que el valor de la tensión inicial **Fi** no existe ningún cambio en su valor.

2.7.7. Densidad.

$$\delta = 1.12 \text{ y } 1.14 \text{ } gr/cm^3.$$

$$\delta = \frac{m}{V} \quad (2.36)^{117}$$

$$V = b.l.e$$

¹¹⁷ GILER EUETT, Liu. Mecanica de fluidos e hidráulica, Mc Graw Hill. p. 2,3

Donde:

V= Volumen.

M= Masa.

δ =: Densidad.

B= Ancho

l= Longitud.

E= Espesor:

$$V=163.83 (2730)0.4 \text{ mm}$$

$$V = 178902,3 \text{ mm}^3 = 178,90 \text{ cm}^3$$

$$\mathbf{V = 1.789 \times 10^{-4} \text{ m}^3}$$

Los valores obtenidos se los aplica en la ecuación 2.36, y despejando la masa queda de la siguiente forma:

$$m = \delta V$$

$$m = 1.14 \times 178.90$$

$$\mathbf{m = 204 \text{ gr}}$$

2.7.8. Peso específico.

$$\gamma = \frac{w}{V}$$

Donde:

$w =$ peso.

$V =$ volumen.

$\gamma =$ peso específico.

$$w = mg \quad \text{De la ecuación 2.1}$$

$$w = 0.204 \times 9.8$$

$$w = 2 \text{ N}$$

$$\gamma = \frac{2}{1.789 \times 10^{-4}}$$

$$\gamma = 11179,42 \frac{\text{N}}{\text{m}^3} = 0.041 \frac{\text{lbf}}{\text{plg}^3}$$

2.8. SELECCIÓN DE MOTOR Y REDUCTOR

2.8.1. Características del motor. Anexo 16.

Siemens 1LG Carcasa de fundición de hierro.

Frecuencia = 60 Hz.

Potencia =	25 HP
Tamaño de armazón	284T ¹¹⁸
Numero de polos =	4
Revoluciones (n ₁)=	1775rpm
Diámetro del eje =	1 $\frac{7}{8}$
Torque (T ₁) =	100Nm = 886,52 lb-plg

2.8.2. Características del reductor. Anexo 29

Para motor tipo 180M

Torque (T₂) = 1479 lb-plg

Revoluciones (n₂) = 1055rpm.

2.8.3. Transmisión por correas en V o trapeciales.

Datos:

Torque (T₂): 1479 lb-plg

¹¹⁸ MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México. Pearson Educación. 2006. p. 811.

Potencia (Pot): 25HP

Revoluciones (n_2) 1055rpm (velocidad del reductor).

Horas de uso 18 horas/día

Revoluciones de salida (n_3) 850rpm aproximadamente

2.8.4. Potencia de diseño.

$$\text{Potencia de diseño} = \text{factor de servicio} \times \text{potencia de entrada} \quad (2.37)^{119}$$

Factor de servicio = 1.4 Ver **anexo 20**.

$$Pot\ dis = 1.4 \times 25$$

$$Pot\ dis = 35\ HP = 26.1Kw$$

2.8.5. Selección de banda.

Con la potencia del diseño obtenida en el paso anterior y el número de revoluciones del reductor se procede a seleccionar la banda. En el gráfico del **Anexo 11** tiene los tipos de bandas a elegir.

- Por tanto se elige la banda **5V**

¹¹⁹ MOTT, Op. Cit., p. 274.

2.8.6. Relación de velocidades nominales.

Con las revoluciones de salida del reductor (n_2) y las revoluciones asumidas (n_3) obtenemos la relación de velocidades nominales.

$$\text{Relación} = \frac{1055}{850} = 1,24$$

2.8.7. Dimensionamiento de la polea motriz.

Se necesita una velocidad de 4000 pie/min, dato como guía para seleccionar una polea de tamaño normal.

$$\text{Velocidad de la banda} = v_b = \frac{\pi D_1 n_1}{12} \left[\frac{\text{pies}}{\text{min}} \right] \quad (2.38)^{120}$$

$$D_1 = \frac{12 v_b}{\pi n_1}$$

$$D_1 = \frac{12(4000)}{1055\pi}$$

$$D_1 = 14,48 \text{ plg} = 367,85 \text{ mm}$$

2.8.8. Tamaños tentativos de las poleas.

Se selecciona de acuerdo a la siguiente tabla:

¹²⁰ MOTT, Op. Cit., p. 278.

Tamaños tentativos de poleas			
Tamaño estándar de la polea motriz, D_1	Tamaño aproximado de la polea conducida($1,72D_1$)	Polea estándar más cercana, D_2	Velocidad real de salida(rpm)
13,10	22.5	21.1	720
12.4	21.3	21.1	682
11.7	20.1	21.1	643
10.8	18.6	21.1	594
10.2	17.5	15.9	744
9.65	16.6	15.9	704
9.15	15.7	15.9	668
8.9	15.3	14.9	693

Tabla 2.3. Tamaño tentativo de la polea¹²¹

Por tanto se escoge el de diámetro de 13.10 plg que es aproximado de 332,74 mm.

Y en tamaño normalizado se tiene de 355 mm.

La relación de transmisión se da de la siguiente forma.

$$dw_1 \cdot n_1 = dw_2 \cdot n_2 \quad (2.39)^{122}$$

De esta ecuación se obtiene el diámetro de la polea conducida despejando dw_2 .

¹²¹ MOTT, Op. Cit., p. 279.

¹²² GTZ. Matemática aplicada para la técnica mecánica. p.104.

$$dw_2 = \frac{355(1055)}{850}$$

$$dw_2 = 440.61 \text{ mm}$$

De acuerdo al **anexo 12** en el mercado tenemos una polea normalizada de diámetro 400mm. Con esta dimensión de la polea obtenemos la velocidad de salida real de la polea conducida. Despejando n_2 de la ecuación 2.38.

$$n_2 = \frac{355 \times 1055}{400}$$

$$n_2 = 936.31 \text{ rpm}$$

2.8.9. Potencia nominal.

$dw_1 =$ 355mm (13.9 plg)

$n_1 =$ 1055 rpm

Pot. Nominal= 26 HP Ver **Anexo 10**.

$$Pot \text{ nominal real} = Pot \text{ nominal} + Pot \text{ agregada de la pot nominal}$$

$$Pot \text{ nominal real} = 26 + 0.60$$

$$Pot \text{ nominal real} = 26.6 \text{ HP} = 12.6 \text{ Kw}$$

2.8.10. Distancia entre centros.

La distancia entre centros está dada en la siguiente ecuación:

$$D_2 < C < 3(D_2 + D_1) \quad (2.40)^{123}$$

$$15.7 < C < 3(15.7 + 13.9)$$

$$15.7 < C < 88.8$$

$$\text{Donde} \quad C = 25 \text{plg}$$

Se probará con una distancia de 25 plg para ahorrar espacio

2.8.11. Longitud de banda.

$$L = 2C + 1.57(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4C} \quad (2.41)^{124}$$

$$D_1 = 13.9 \text{ plg.}$$

$$D_2 = 15.7 \text{ plg.}$$

$$L = 2(25) + 1.57(15.7 + 13.9) + \frac{(15.7 - 13.9)^2}{4(25)}$$

$$L = 96.50 \text{ plg} = 2.45 \text{ m}$$

2.8.12. Selección de longitud estándar.

¹²³ MOTT, Op. Cit., p. 273.

¹²⁴ MOTT, Op. Cit., p. 270.

De acuerdo al libro “Diseño de elementos de máquinas “de Robert Mott. En la tabla 7.2 se selecciona una banda 5V de una longitud de 100 plg. Ver **Anexo 14**.

Las relaciones entre la longitud de paso L, la distancia entre centros C y los diámetros de las poleas son:

$$C = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32(D_2 - D_1)^2}}{16} \quad (2.42)^{125}$$

$$B = 4L - 6.28(D_2 + D_1) \quad (2.43)^{126}$$

$$B = 4(100) - 6.28(15.7 + 13.9)$$

$$B = 214.11 \text{ plg} = 5.43m$$

$$C = \frac{214.11 + \sqrt{(214.11)^2 - 32(15.7 - 13.9)^2}}{16}$$

$$C = 26.74 \text{ plg} = 0.679 m$$

2.8.13. Angulo de la polea menor.

El ángulo de contacto de la banda en la polea es:

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \left[\frac{D_2 - D_1}{2C} \right] \quad (2.44)^{127}$$

¹²⁵ MOTT, Op. Cit., p. 270.

¹²⁶ MOTT, Op. Cit., p. 270.

¹²⁷ MOTT, Op. Cit., p. 270.

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \left[\frac{15.7 - 13.9}{2(26.74)} \right]$$

$$\theta_1 = 176.14 \approx 176^\circ$$

$$\theta_1 = 3.074 \text{ rad}$$

2.8.14. Factor de corrección.

Se determina el factor de corrección con las figuras del **anexo 15**. Para un ángulo de:

$$\theta = 176^\circ$$

$$\theta_c = 0.98 \text{ Factor de corrección para ángulo de contacto. Ver } \mathbf{anexo 15}.$$

$$L = 100 \text{ plg.}$$

$$C_L = 0.96 \text{ Factor de longitud por corrección. Ver } \mathbf{anexo 15}.$$

2.8.15. Potencia nominal corregida.

El cálculo de la potencia nominal corregida por banda y la cantidad de banda necesaria para manejar la potencia del diseño.

$$Pot \text{ corregida} = C_\theta \cdot C_L \cdot P \quad (2.45)^{128}$$

$$Pot \text{ corregida} = 0.98 \times 0.96 \times 26.6$$

$$\mathbf{Pot \text{ corregida} = 25 HP = 18.6 Kw}$$

¹²⁸ MOTT, Op. Cit., p. 279.

2.8.16. Número de bandas.

$$\text{Número de bandas} = \frac{\text{Pot de diseño}}{\text{Pot corregida}} \quad (2.46)^{129}$$

$$\text{Número de bandas} = \frac{35}{25}$$

$$\text{Número de bandas} = 1.5$$

$$\text{Número real de bandas} = 2 \text{ bandas}$$

2.8.17. Resumen de la selección del motor y el reductor.

Entrada	Motor eléctrico	25 Hp	1055 rpm
Factor de servicio		1.4	
Potencia de diseño		35 HP	
Tipo de banda	5V	Longitud 100 plg	2 bandas
Polea motriz	5V	Ø 13.9 plg	2 ranuras
Polea conducida	5V	Ø 15.7 plg	2 ranuras
Velocidad real de salida		936 m/min	937 rpm
Distancia entre centros		26.74 plg	

Tabla 2.4. Resumen de selección del motor y el reductor

¹²⁹ MOTT, Op. Cit., p. 279.

2.9. DISEÑO DEL EJE DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA

Datos del eje:

Revoluciones= 937 rpm.

Torque del reductor= 1479 lb-plg.

Longitud del eje= 1.5 m \approx 59 plg.

Materiales posibles a usarse en el eje son:

AISI 4143

AISI 4340

AISI 1045 Ver **Anexo 8.**

Módulo de elasticidad en cortante o rigidez del acero $G = 79.3\text{GPa.} = 11501588.18 \text{ psi.}$

Ver **anexo 17.**

Potencia= 25 HP.

Diámetro= 60mm = 2.36 plg.

Radio= 1.18 plg.

Esfuerzo cortante (τ).

$$\tau = \frac{Tr}{J} \quad (2.47)^{130}$$

¹³⁰ NASH. William A, Resistencia de materiales. 1ed. México D.F. McGraw-Hill. 1995. 55p.

2.9.1. Momento polar de inercia (J).

$$J = \frac{\pi d^4}{32} \quad (2.48)^{131}$$

$$J = \frac{\pi(60)^4}{32}$$

$$J = 1272345 \text{ mm}^4 = 3.056 \text{ plg}^4$$

2.9.2. Torque en el eje de potencia (T).

$$Pot = \frac{Tn}{63025} \quad (2.49)^{132}$$

$$T = \frac{25 \times 63025}{937}$$

$$T = 1681 \text{ lb} - \text{plg} = 190 \text{ Nm}$$

Con los valores calculados se reemplazan en la ecuación 2.46, se obtiene el esfuerzo cortante de eje.

$$\tau = \frac{1681 \times 1.18}{3.056}$$

$$\tau = 649.077 \approx 650 \text{ lb/plg}^2 = 4481.5 \text{ Kpas}$$

¹³¹ NASH. William A, Resistencia de materiales. 1ed. México D.F. McGraw-Hill. 1995. p. 56.

¹³² GTZ. Matemática aplicada para la técnica mecánica. p.118.

2.9.3. Angulo de torsión (θ).

$$\theta = \frac{TL}{GJ} [rad] \quad (2.50)^{133}$$

$$\theta = \frac{1681 \times 59}{11501588.18 \times 3.056}$$

$$\theta = 0.0028 \text{ rad}$$

$$\theta = 0.16 \text{ grados}$$

2.9.4. Cálculo de los esfuerzos aplicados a la polea y horas de vida de la banda.

Datos:

Potencia del motoreductor: 35 hp.

Revoluciones por minuto: 1055 rpm.

Horas de funcionamiento: 18 horas/día.

Diámetro menor (d): 13.9 plg.

Diámetro mayor (D): 15.7 plg.

Factor de servicio (Ks): 1.4. Ver **anexo 21**.

La velocidad periférica V de la banda, está dada por la ecuación 2.37:

$$v_b = \frac{\pi D_1 n_1}{12} \left[\frac{\text{pies}}{\text{min}} \right]$$

¹³³ NASH. William A, Resistencia de materiales. 1ed. México D.F. McGraw-Hill. 1995. p. 55.

$$v = \frac{\pi \times 13.9 \times 1055}{12}$$

$$v = 3839.15 \approx 3840 \text{ pies/min} = 19.2 \frac{m}{s}$$

**2.9.4.1. Cálculo de la geometría y de la fricción de la transmisión de la banda.
(exp).**

Es la relación entre la diferencia de tensión máxima y la tensión centrífuga con la diferencia entre la tensión menor y la tensión centrífuga.

$$\exp(\mu\theta) = \exp(f \cdot \phi) \quad (2.51)^{134}$$

$$\exp(\mu\theta) = \exp(0.5153 \times 3.074)$$

$$\exp(\mu\theta) = 4.874$$

Donde:

$\mu = 0.5123$ Coeficiente de fricción efectivo.¹³⁵

θ : Angulo de contacto.

2.9.4.2. Cálculo de las fuerzas aplicadas a la banda:

Ha: Potencia permitida por banda. Ver **anexo 18**.

K1: Factor de corrección del ángulo de contacto. Ver **anexo 19**.

¹³⁴ Shigley's Mechanical Engineering Design, Eighth Edition. Mc Graw Hill, p. 880.

¹³⁵ Shigley's Mechanical Engineering Design, Eighth Edition. Mc Graw Hill, p. 880.

$K_2 = C_L$: Factor de corrección de la longitud de la banda. Ver **anexo 15**.

H_{tab} : Potencia permitida.

$$H_a = K_1 K_2 H_{tab} \quad (2.52)^{136}$$

$$H_a = 0.99(0.96)25.55$$

$$\mathbf{H_a = 24.28 HP = 11.5Kw.}$$

Para seleccionar K_1 del anexo 17 se tiene la siguiente fórmula:

$$\frac{D-d}{C} \quad \text{Ver anexo 19.}$$

Donde:

D : Diámetro de la polea mayor.

d : Diámetro de la polea menos.

C : distancia entre centros. Obtenido en la ecuación 2.41.

$$\frac{D-d}{C} = \frac{15.7-13.9}{26.76}$$

$$\frac{D-d}{C} = \mathbf{0.06 \approx 0.1}$$

- Con este valor se selecciona el valor de K_1 que es de 0.99.

¹³⁶ *Shigley's Mechanical Engineering Design, Eighth Edition. Mc Graw Hill, p. 880.*

- Con el Valor de C_L del **anexo 13** se obtiene el siguiente valor: 0.96.
- La potencia agregada a la potencia nominal en HP es de 0.55. Ver **anexo18**.

$$H_{tab} = 0.55 + 25$$

$$H_{tab} = 25.55 \text{ HP} = 19.06 \text{ Kw}$$

- Relación de velocidades

$$\frac{n_e}{n_s} = \frac{\text{velocidad de entrada}}{\text{velocidad de salida}}$$

$$\frac{n_e}{n_s} = \frac{1055}{937}$$

$$\frac{n_e}{n_s} = 1.12$$

- La potencia de diseño (H_d) calculada con la ecuación 2.37 es de 35 HP.

$$H_d = H_{nom} \cdot K_s \cdot n_d \quad (2.52)^{137}$$

- El número de bandas (N_b) obtenido con la ecuación 2.46 es 2 bandas.

2.9.5. Tensión centrífuga. (F_c).

$$F_c = K_c \left[\frac{v}{1000} \right]^2 \quad (2.53)^{138}$$

$K_c = 0.55$ Ver **anexo 18**.

¹³⁷ Shigley's Mechanical Engineering Design, Eighth Edition. Mc Graw Hill, p. 880.

¹³⁸ Shigley's Mechanical Engineering Design, Eighth Edition. Mc Graw Hill, p. 881.

V= 3840 pies/min.

$$Fc = 0.55 \left[\frac{3840}{1000} \right]^2$$

$$Fc = 8.11 \text{ lbf} = 36N$$

2.9.6. Potencia que se transmite. (ΔF)

$$\Delta F = \frac{63025 H_d / N_b}{n(d/2)} \quad (2.54)^{139}$$

Datos:

Hd = 35HP. Potencia de diseño.

Nb = 2. Número de bandas.

n = 1055rpm. Revoluciones por minuto.

d = 13.9plg. Diámetro de la polea.

$$\Delta F = \frac{63025 \frac{35}{2}}{1055 \left(\frac{13.9}{2} \right)}$$

$$\Delta F = 150.4 \text{ lbf} = 667.7N$$

2.9.7. Tensión mayor. (F_1)

$$F_1 = Fc + \frac{\Delta F \exp(f\phi)}{\exp(f\phi) - 1} \quad (2.55)^{140}$$

¹³⁹ Shigley's Mechanical Engineering Design, Eighth Edition. Mc Graw Hill, p. 883.

$$F_1 = 8.11 + \frac{150.4(4.874)}{4.874 - 1}$$

$$F_1 = 197.33 \text{ lbf} = 876.1 \text{ N}$$

2.9.8. Tensión menor. (F_2)

$$F_2 = F_1 - \Delta F \quad (2.56)^{141}$$

$$F_2 = 197.33 - 150.4$$

$$F_2 = 46.93 \text{ lbf} = 208.36 \text{ N}$$

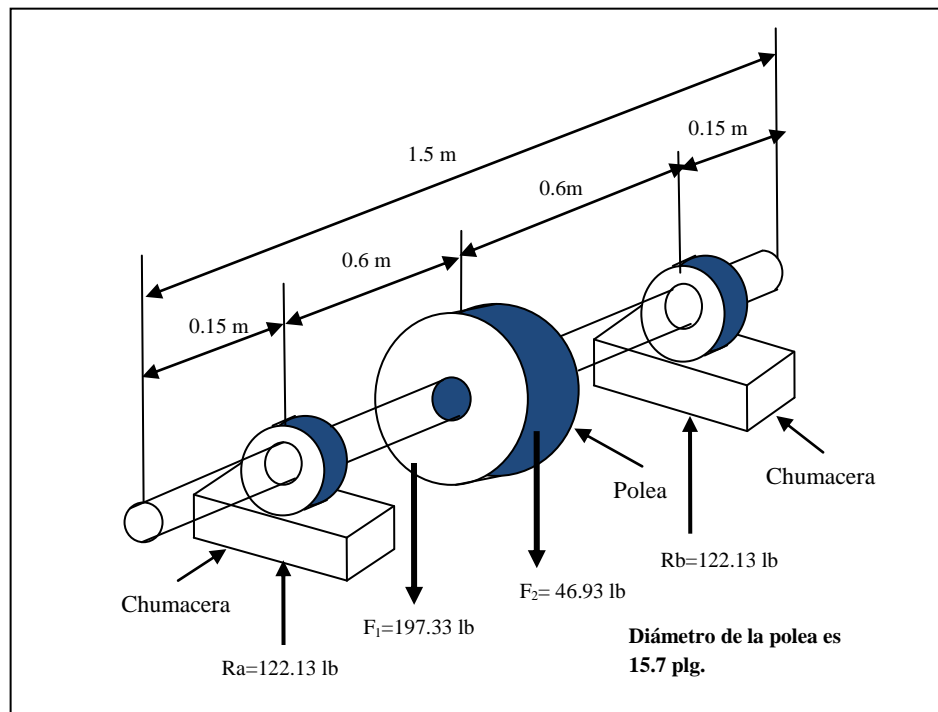


Figura 2.15. Esquema de chumaceras y poleas en el eje.

¹⁴⁰ Shigley's Mechanical Engineering Design, Eighth Edition. Mc Graw Hill, p. 883.

¹⁴¹ Shigley's Mechanical Engineering Design, Eighth Edition. Mc Graw Hill, p. 883.

2.9.9. Tensión inicial. (F_i).

$$F_i = \frac{F_1 + F_2}{2} - F_c \quad (2.57)^{142}$$

$$F_i = \frac{197.33 - 46.93}{2} - 8.11$$

$$F_i = 67.09 \text{ lbf} = 297.8 \text{ N}.$$

2.9.10. Factor de seguridad. (F_s)

$$F_s = \frac{H_a N_b}{H_{nom} K_s} \quad (2.58)^{143}$$

$K_s = 1.4$ es el factor de servicio. Ver **anexo 21**.

$$F_s = \frac{24.28 \times 2}{25 \times 1.4}$$

$$F_s = 1.3$$

2.9.11. Correlación de vida.

2.9.11.1. Esfuerzo de tensión máximo. (F_b)

Donde:

$(F_b)_1$: En la polea impulsora.

$(F_b)_2$: En la polea impulsada.

¹⁴² Shigley's Mechanical Engineering Design, Eighth Edition. Mc Graw Hill, p. 883.

¹⁴³ Shigley's Mechanical Engineering Design, Eighth Edition. Mc Graw Hill, p. 884.

Kb = 1 098: Ver **anexo 21**.

$$T_1 = F_1 + (F_b)_1 = F_1 + \frac{K_b}{d} \quad (2.59 \text{ a})^{144}$$

$$T_2 = F_1 + (F_b)_2 = F_1 + \frac{K_b}{D} \quad (2.59 \text{ b})$$

$$T_1 = 197.33 + \frac{1098}{13.9}$$

$$T_1 = 79 \text{ lbf} = 350.7 \text{ N}$$

$$T_2 = 46.93 + \frac{1098}{15.7}$$

$$T_2 = 70 \text{ lbf} = 310.8 \text{ N}$$

2.9.12. Vida de la banda

2.9.12.1. Número de pasadas de la banda. (Np)

La vida de la banda está dada por el número de pasadas u horas.

$$Np = \left[\left(\frac{K}{T_1} \right)^{-b} + \left(\frac{K}{T_2} \right)^{-b} \right]^{-1} \text{ pasadas} \quad (2.60)^{145}$$

Donde:

K y b son constantes. Ver **anexo 23**.

¹⁴⁴ Shigley's Mechanical Engineering Design, Eighth Edition. Mc Graw Hill, p. 884.

¹⁴⁵ Shigley's Mechanical Engineering Design, Eighth Edition. Mc Graw Hill, p. 884.

$$Np = \left[\left(\frac{16054}{276.33} \right)^{-10.924} + \left(\frac{16054}{116.93} \right)^{-10.924} \right]^{-1}$$

$$Np = 3.08 \times 10^8 \text{ pasadas}$$

2.9.12.2. Vida de la banda en horas. (t)

$$t = \frac{Np \times Lp}{720V} \quad (2.61)^{146}$$

$Lp =$ 96.50 plg. Se obtuvo en la ecuación 2.41.

$V =$ 3840 pies/min obtenido con la ecuación 2.37

$$t = \frac{3.08 \times 10^8 \times 96.50}{720 \times 3840}$$

$$t = 10750 \text{ horas}$$

2.9.13. Torsión en la polea.

Con la ecuación 2.4, obtenemos el momento total

El esquema de la distribución de fuerzas está en la **figura 2.15**.

$$+\circlearrowleft \sum M = 0$$

¹⁴⁶ Shigley's Mechanical Engineering Design, Eighth Edition. Mc Graw Hill, p. 884.

$$\sum M = F_1 r - F_2 r$$

$$\sum M = 197.33(7.85) - 46.93(7.85)$$

$$\sum M = 1180.5 \text{ lb} - plg$$

2.9.14. Deflexión máxima. (y_{\max}).

Con la ecuación 2.5 obtenemos la deflexión en el eje de transmisión de potencia.

$$\delta = \Delta x = y_{\max} = \frac{FL^3}{48EI} \quad (2.62)^{147}$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad (2.63)^{148}$$

Donde:

$\delta = \Delta x = y_{\max}$: Deflexión máxima (mm).

E : Módulo elástico (psi).

I : Momento de inercia (plg^4).

F : Carga aplicada (lb).

L : Longitud de la barra (plg).

¹⁴⁷ GIECK, Kurt. Manual de formulas técnicas. 30 ed. México D.F. Alfaomega, 2000. P4.

¹⁴⁸ GIECK, Kurt. Manual de formulas técnicas. 30 ed. México D.F. Alfaomega, 2000. P3.

$$I = \frac{\pi(2.36)^4}{64}$$

$$I = 1.52 \text{ } plg^4$$

$$y_{max} = \frac{244.26(31.4)^3}{48(30 \times 10^6)1.52}$$

$$y_{max} = 0.0035 \text{ } plg$$

$$\mathbf{y_{max} = 0.0889 \text{ } mm}$$

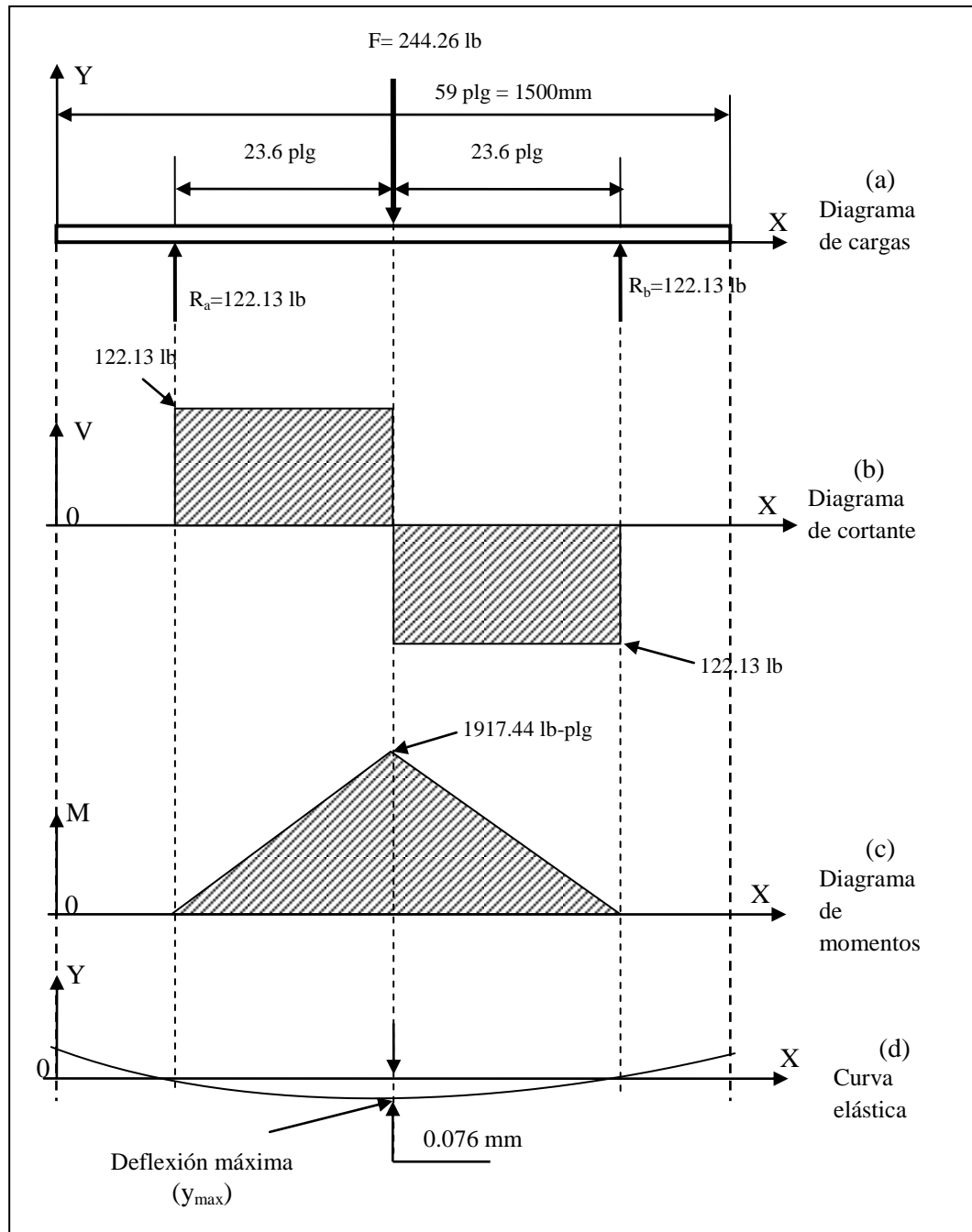


Figura 2.16. Diagramas de esfuerzo cortante y momento flexionante del eje.

2.9.15. Esfuerzo cortante máximo. (τ)

$$\tau = \frac{16 MT}{\pi d^3} \quad (2.62)^{149}$$

$$\tau = \frac{16(1180.5)}{\pi(2.36)^3}$$

$$\tau = 457.40 \text{ psi} = 3.15 \text{ Kpas}$$

2.9.16. Esfuerzo de cortante a torsión máxima. (σ)

$$\sigma = \frac{32 MF}{\pi d^3} \quad (2.63)^{150}$$

$$\sigma = \frac{32(2882.26)}{\pi(2.36)^3}$$

$$\sigma = 2233.6 \text{ psi} = 15.4 \text{ Kpas}$$

2.9.17. Esfuerzo normal máximo. [σ]

$$[\sigma] = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \quad (2.64)^{151}$$

$$[\sigma] = \sqrt{(1458.8)^2 + 4(457.4)^2}$$

$$[\sigma] = 2413.7 \text{ psi} = 16.64 \text{ Kpas}$$

¹⁴⁹ LARBURU, Nicolás. Máquinas prontuario. 13 ed. Madrid. Thomson-Paraninfo. 2003. p. 184.

¹⁵⁰ LARBURU, Nicolás. Máquinas prontuario. 13 ed. Madrid. Thomson-Paraninfo. 2003. p. 184.

¹⁵¹ LARBURU, Nicolás. Máquinas prontuario. 13 ed. Madrid. Thomson-Paraninfo. 2003. p. 184.

2.9.18. Factor de seguridad. (Fs)

$$Fs = \frac{Sy}{[\sigma]}$$

Donde:

$$Sy = 32 \text{ Kg/mm}^2 = 45419 \text{ lb/plg}^2$$

$$Fs = \frac{45419}{2413.7}$$

$$Fs = 18.01$$

2.10. DISEÑO DE LAS RUEDAS DENTADAS CÓNICAS.

2.10.1. Cálculo aproximado del modulo. (m)

$$m = \sqrt{\frac{6F}{\lambda \sigma_{ad}}} \quad (2.65)^{152}$$

Donde:

$$\lambda = 30.$$

$$F = 122.13 \text{ lb} = 55.51 \text{ Kgf.} \quad \text{Tomado de las reacciones de la barra en la figura 2.16.}$$

$$\sigma = 2413.7 \text{ psi} = 170 \text{ Kg/cm}^2 \quad \text{Esfuerzo normal máximo de la ecuación 2.64.}$$

¹⁵² LARBURU, Nicolás. Máquinas prontuario. 13 ed. Madrid. Thomson-Paraninfo. 2003. p. 552.

$$m = \sqrt{\frac{6(55.51)}{30(170)}}$$

$$m = 0.8 \text{ cm}$$

$$m = 8$$

Una vez calculado el modulo se procede a calcular los demás datos de la rueda dentada cónica, de acuerdo con las formulas del **anexo 24**.

Quedaría de la siguiente manera:

Datos:

25 dientes: Piñón.

25 dientes: Engranaje.

Angulo de presión = 20°.

Modulo= 8mm.

DENOMINACION	SIMBOLO	VALOR	UNIDADES
Angulo de presión	α	20°	Grados
Angulo de ejes	Σ	90°	Grados
Angulo primitivo	ϕ_1	45°	Grados
Numero de dientes	z_1	25	
Modulo	m	8	mm
Profundidad del diente	h	17.5	mm
Profundidad de trabajo	h_t	16	mm
Juego entre dientes	j	1	

Número de dientes para elegir la fresa para tallado en fresadora universal	z_{li}	35	
Espacio libre de fondo	c	1.504	mm
Paso circular	p	25.13	mm
Diámetro primitivo o de paso	d_1	200	mm
Diámetro exterior	d_{e1}	211.70	mm
Generatriz	G	141.42	mm
Addendum	a_1	8	mm
Dedendum	b_1	9.5	mm
Longitud del diente	B	47.14	mm
Angulo del addendum	γ_1	3.84°	Grados
Angulo del dedendum	δ_1	3.84°	Grados
Angulo de cara	ϕ_{c1}	48.84°	Grados
Angulo de fondo	ϕ_{f1}	41.16°	Grados
Espesor circular	e_{c1}	12.63	mm
Espesor cordal	e_1	11.86	mm
Addendum cordal	a_{c1}	8.12	mm
Ancho de cara	F	30	mm

Tabla 2.5. Dimensiones de la rueda dentada cónica

2.11. DISEÑO DEL EJE CARDÁN.

$M_o = 1681 \text{ lbs} - \text{plg}$ (torsión)

Se determina el momento flexionante mediante tabla. Ver **Anexo 28** (Martin shaft tables)

Factores de servicio	Flexión	Torsión
Poco a poco aplicando cargas constantes.	1.5	1.0

Tabla 2.6. Factores de servicio

Asume selección de diámetro de 60 mm (2.36 plg.) para el eje del cardán.

Por resultado de la lectura de la tabla.

$$12000 \text{ lbs} - \text{plg} \times \frac{0.1128 \text{ Nm}}{\text{lbs} - \text{plg}} = 1353.6 \text{ Nm}$$

Por selección el cardán utilizado para este efecto es el XA 90, ver **Anexo 24**.

Resultado del análisis.

$$1353.6 \text{ Nm} (Tn \text{ diseño}) < 1800 \text{ Nm} (Tn \text{ máximo})$$

Características del Cardán XA 90.

- Longitud mínima (Lmin) = 366mm (14.4 plg)
- Longitud de avance (Lv) = 100mm (3.9 plg)
- Longitud máxima (Lmax) = 466mm (18.3 plg)
- Torque máximo (Tn) = 1800 Nm

2.11.1 Análisis del cubo nervado del Cardán.

Material: Acero AISI 1040

Datos del **Anexo 26**. Cardán XA 90

$$D_3 \times \vartheta_{min} \rightarrow 60 \times 2.5 = d_{min \text{ interior } 55 \text{ mm.}}$$

Nervios: 6

Tabla del **Anexo 31** (Dimensiones y formas de eje y cubos nevados DIN 5472)

DIN 5472 \rightarrow 12x46x52

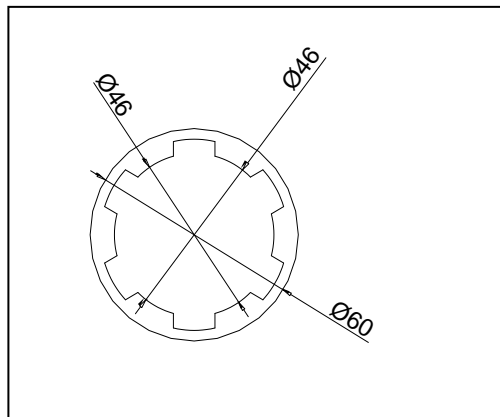


Figura 2.17. Diagrama del cubo nervado DIN 5472

2.11.1.1. Módulo de inercia.

Se calcula el módulo de inercia del cubo nervado.

$$J = \frac{\pi}{32} (d_o^4 - d_i^4)$$

(2.66)¹⁵³

¹⁵³ CRAIG, Roy. Mecánica de materiales. 2 ed. México. Cecs. 2002. p.242

Donde:

J = Módulo de inercia.

d_o = Diámetro exterior.

d_i = Diámetro interior.

τ = Torsión.

L = Longitud.

G = Módulo de elasticidad en cortante. ($G = 11.5 \times 10^6$) *Acero AISI 1040*

θ = Ángulo de torsión

r = Radio

$$J = \frac{\pi}{32} (2.36^4 - 2.12^4)$$

$$J = 1.06 \text{ plg}^4 = 4.4 \times 10^5 \text{ m}^4$$

2.11.1.2. Análisis del esfuerzo de torsión.

Con el dato de la inercia se procede a hacer el análisis del esfuerzo de torsión.

$$\tau = \frac{T \cdot r}{J} \quad (2.67)^{154}$$

$$\tau = \frac{1681 \times 1.18}{1.06}$$

$$\tau = 1871.3 \text{ lbs} - \text{plg} = 205.84 \text{ Nm}$$

¹⁵⁴ CRAIG, Roy. Mecánica de materiales. 2 ed. México. Cecs. 2002. p.233

2.11.1.3. Ángulo de torsión.

Y por último con los datos anteriores encontramos el ángulo de torsión.

$$\theta = \frac{T.L}{G.J} \quad (2.68)^{155}$$

$$\theta = \frac{1681 \times 14.4}{11.5 \times 10^6 \times 1.06}$$

$$\theta = 1.9 \times 10^{-3} \text{ Rad}$$

$$\theta = 0.1^\circ \text{ grados}$$

Nota: La simulación del esfuerzo de torsión se encuentra en el Anexo de simulaciones a torsión N.3

2.12. ANÁLISIS DEL EJE ESTRIADO DEL CARDÁN.

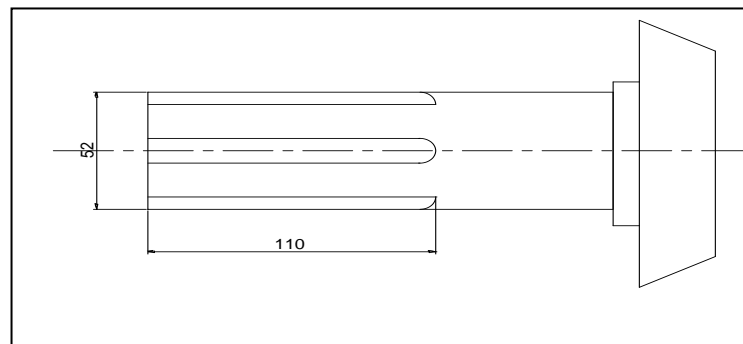


Figura 2.18. Diagrama del eje nervado DIN 5472

Las fórmulas utilizadas son las mismas referencias del análisis del cubo nervado.

¹⁵⁵ CRAIG, Roy. Mecánica de materiales. 2 ed. México. Cecs. 2002. p.236

2.12.1. Cálculo de la inercia del eje nervado.

(2.69)¹⁵⁶

$$J = \frac{\pi * D^4}{32}$$

$$J = \frac{\pi * 2.04^4}{32}$$

$$J = 1.7 \text{ plg}^4$$

$$J = 7.0 \times 10^5 \text{ mm}^4$$

2.12.2. Análisis del esfuerzo de torsión.

Con el dato de la inercia procedemos al análisis de la torsión mediante la fórmula 2.67

$$\tau = \frac{1681 \times 1.02}{1.7}$$

$$\tau = 1008.6 \text{ lbs} - \text{plg}$$

$$\tau = 111 \text{ Nm}$$

2.12.3. Ángulo de torsión.

Y con la fórmula 2.68 obtenemos el resultado del ángulo de torsión.

¹⁵⁶ CRAIG, Roy. Mecánica de materiales. 2 ed. México. Cecs. 2002. p.236

$$\theta = 0.02^\circ \text{ grados}$$

$$\tau = 92.45 \text{ Nm}$$

$$\theta = \frac{1681 \times 14.4}{11.5 \times 10^6 \times 3.04}$$

$$\theta = 6.92 \times 10^{-4} \text{ Rad}$$

$$\theta = 0.03^\circ \text{ grados}$$

2.13.2. Análisis del cardán con longitud máxima.

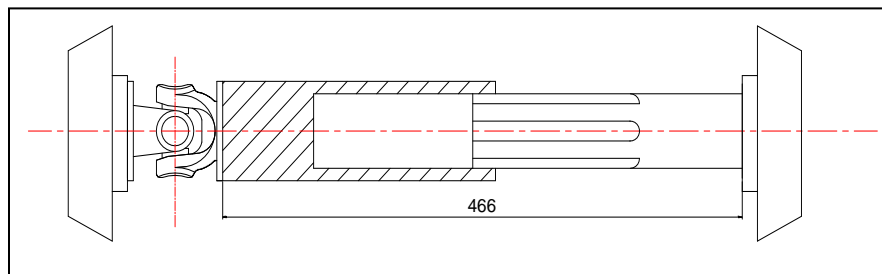


Figura 2.20. Diagrama del cardan tipo XA 90 en longitud máxima.

$$\theta = \frac{1681 \times 18.3}{11.5 \times 10^6 \times 3.04}$$

$$\theta = 8.79 \times 10^{-4} \text{ Rad.}$$

$$\theta = 0.05^\circ \text{ grados}$$

2.14. CÁLCULO DE LOS ESFUERZOS SOBRE LAS RUEDAS DENTADAS CÓNICAS.

Datos:

Torque: 190 N-m

Revoluciones: 937 RPM

Potencia: 25HP

Relación de Transmisión: 1:1

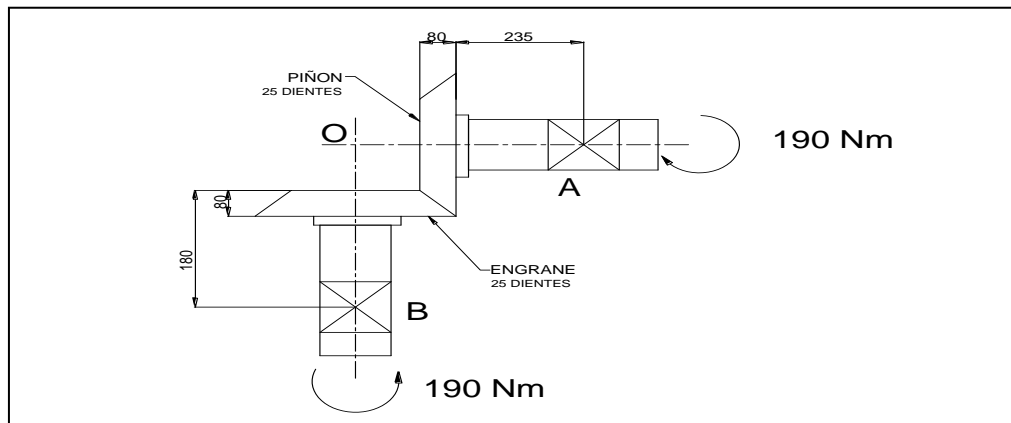


Figura 2.21. Diagrama la relación de transmisión de las ruedas cónicas.

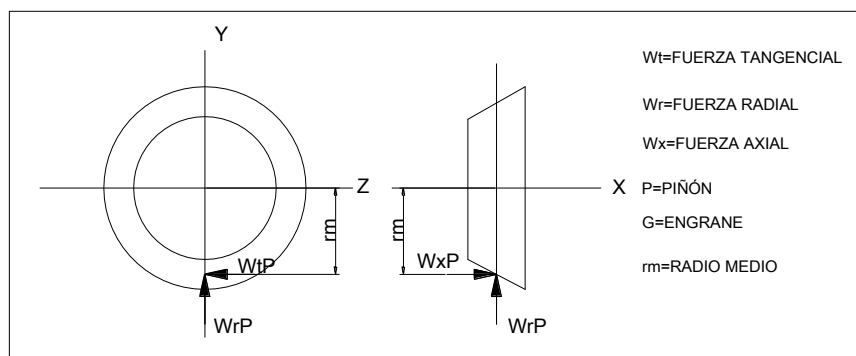


Figura 2.22. Diagrama de cuerpo libre del piñón.

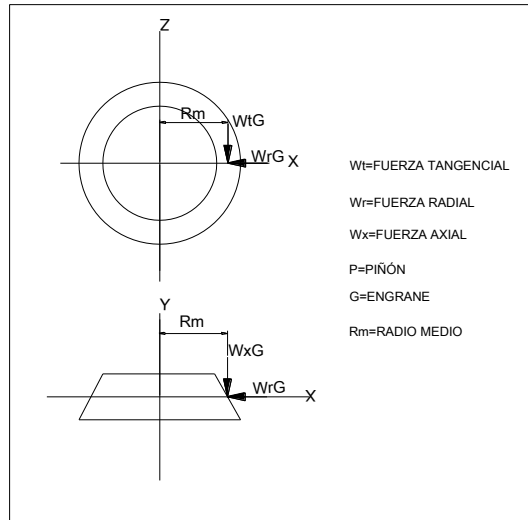


Figura 2.23. Diagrama de cuerpo libre del engrane.

Nota: Se considerará las siguientes igualdades en las fuerzas.¹⁵⁷

$$W_{rP} = W_{tG}$$

$$W_{xP} = W_{rG}$$

$$W_{rP} = W_{xG}$$

2.14.1. Cálculo de las fuerzas del piñón.

Las fuerzas en el piñón se describen como.

$$W_t = \frac{T}{r_m} \quad (2.70)^{158}$$

Donde:

¹⁵⁷ MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México. Pearson Educación. 2006. p. 463.

¹⁵⁸ MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México. Pearson Educación. 2006. p. 464.

T=	Torque.
r_m =	Radio medio.
W_t =	Fuerza tangencial.
W_r =	Fuerza radial.
W_x =	Fuerza axial.
Pot=	Potencia.
n=	Revoluciones por minuto.
P=	Piñón.
G=	Engrane.
d=	Diámetro de paso del piñón.
F=	Ancho de cara.
φ =	Ángulo primitivo (45°).

2.14.1.1. Torque del piñón (T_p).

Procedemos a calcular el torque del piñón.

$$T_p = \frac{63000 \times Pot}{n_p} \quad (2.71)^{159}$$

Datos:

Pot= 25HP

¹⁵⁹ MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México. Pearson Educación. 2006. p. 465.

n= 937 RPM

$$T_p = \frac{(63000)(25)}{937}$$

$$T_p = 1681 \text{ lbs} - \text{plg}$$

$$T_p = \mathbf{190 \text{ N} \cdot \text{m}}$$

2.14.1.2. Radio medio del piñón.

Con los datos del diámetro de paso y el ancho de cara obtenemos el radio medio (r_m).

$$r_m = \frac{d}{2} - \left(\frac{F}{2}\right) \sin \varphi \quad (2.72)^{160}$$

Datos:

d= 7.88 plg.

F= 1.18 plg.

φ = 45°

$$r_m = \frac{7.88}{2} - \left(\frac{1.18}{2}\right) \sin 45^\circ$$

$$r_m = 3.94 - 0.417$$

$$\mathbf{r_m = 3.52 \text{ plg} = 89.40 \text{ mm.}}$$

¹⁶⁰ MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México. Pearson Educación. 2006. p. 465.

2.14.1.3. Cálculo de la fuerza tangencial del piñón.

Con el resultado del radio medio procedemos a calcular las fuerzas, primero la fuerza tangencial del piñón.

$$W_{tP} = \frac{T_p}{r_m}$$

$$W_{tP} = \frac{1681}{3.52}$$

$$W_{tP} = 477.55 \text{ lbf} = 2120.3 \text{ N}.$$

2.14.1.4. Fuerza radial del piñón.

$$W_{rP} = W_{tP}(\tan \alpha)(\sin \varphi) \quad (2.73)^{161}$$

$$W_{rP} = 477.55 (\tan 20^\circ)(\sin 45^\circ)$$

$$W_{rP} = 123 \text{ lbf} = 546.12 \text{ N}$$

2.14.1.5. Fuerza axial del piñón.

$$W_{xP} = W_{tP}(\tan 20^\circ)(\sin 45^\circ) \quad (2.74)^{162}$$

$$W_{xP} = 123 \text{ lbs} = 546.12 \text{ N}$$

¹⁶¹ MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México. Pearson Educación. 2006. p. 465.

¹⁶² MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México. Pearson Educación. 2006. p. 465.

2.14.2. Análisis del engrane en velocidad y torque.

Para determinar las fuerzas en el engrane, primero calculamos la velocidad de giro del engrane.

$$n_G = n_P \left(\frac{N_P}{N_G} \right) \quad (2.75)^{163}$$

$$n_G = 937 \text{ (1)}$$

$$n_G = 937 \text{ RPM}$$

$$T_G = 1681 \text{ lbs} - \text{plg}$$

$$T_G = 190 \text{ Nm}$$

2.14.3. Análisis de las fuerzas del acople de las ruedas cónicas.

Como podemos observar el torque se mantiene y los resultados son los mismos ya calculados considerando que la relación de transmisión es 1:1 y las igualdades antes mencionadas de las fuerzas tendremos.

$$W_{tP} = W_{tG}$$

$$W_{xP} = W_{rG} = 477.5 \text{ lbf} = 2120.1 \text{ N}$$

$$W_{xP} = W_{rG} = 123 \text{ lbs} = 546.12 \text{ N}$$

$$W_{rP} = W_{xG} = 123 \text{ lb}$$

¹⁶³ MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México. Pearson Educación. 2006. p. 465.

2.15. REACCIONES EN LOS COJINETES DEL PIÑÓN: RODAMIENTOS A y B

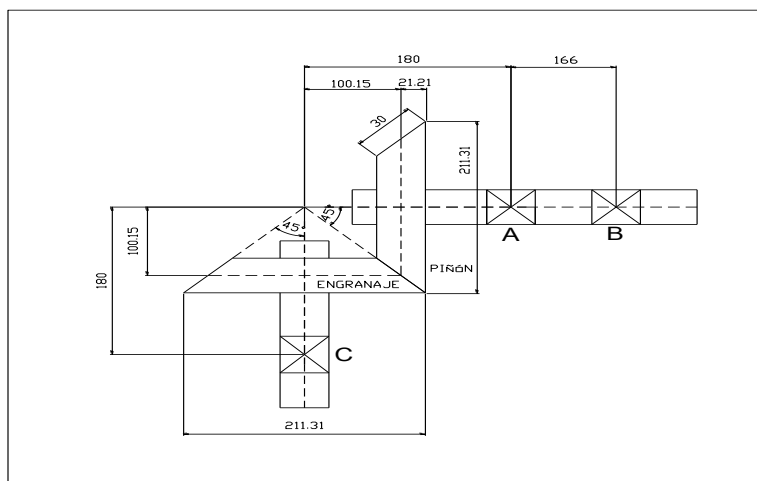


Figura 2.24. Diagrama del par de engranes

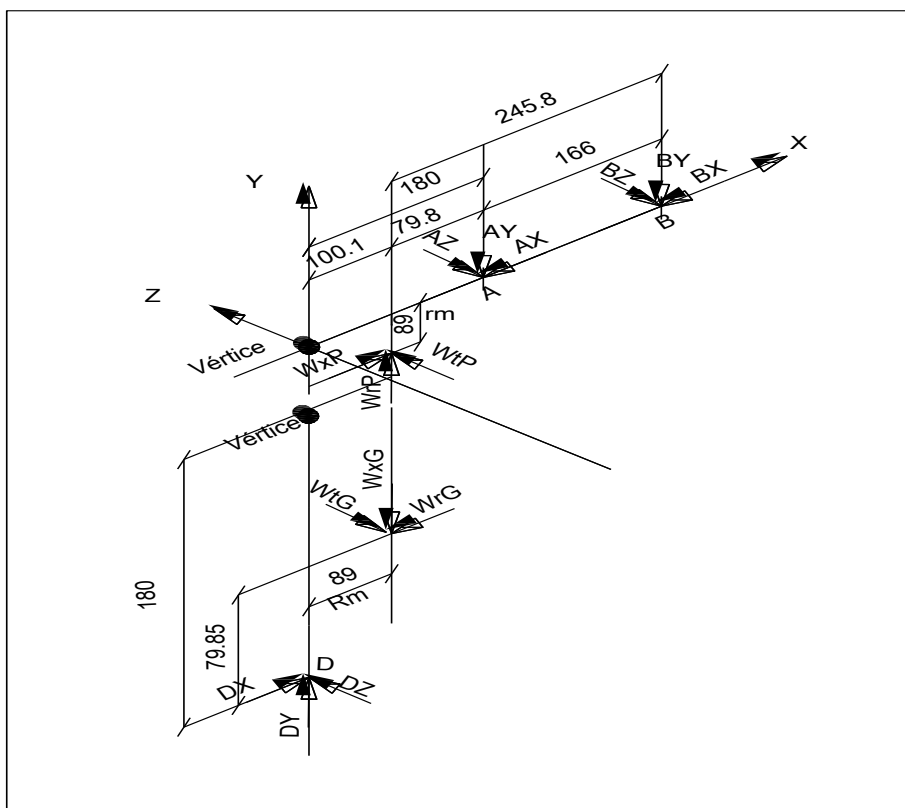


Figura 2.25. Diagramas de cuerpo libre para los ejes del piñón y el engrane.

2.15.1. Análisis del los Diagramas de cuerpo libre para los ejes del piñón y el engrane.

PASO 1. Calcular BZ y AZ. En el plano X-Z, sólo actúa W_{tP}. Se suman momentos respecto de A y resulta.

$$\sum M_A = 0$$

$$0 = W_{tP}(79.8) - B_Z(166)$$

$$0 = 477.5(79.85) - B_Z(166)$$

$$B_Z = \frac{38128.3}{166}$$

$$\mathbf{B_Z = 229.6\ lbf = 1019.4N.}$$

Sumar los momentos de B se obtiene.

$$\sum M_B = 0$$

$$0 = W_{tP}(245.8) - A_Z(166)$$

$$0 = 477.5(245.8) - A_Z(166)$$

$$A_Z = \frac{117369.5}{166}$$

$$\mathbf{A_Z = 707.0\ lbs = 3139.0N.}$$

PASO 2. Calcular B_Y y A_Y . En el plano X-Y. Se suman los momentos respecto de A.

$$\sum M_A = 0$$

$$0 = W_{rp}(79.85) + W_{xp}(89) - B_Y(166)$$

$$0 = 123(79.85) + 123(89) - B_Y(166)$$

$$B_Y = \frac{20768.5}{166}$$

$$\mathbf{B_Y = 125.1\ lbf = 555.4N.}$$

La suma de momentos respecto a B resulta como sigue.

$$\sum M_B = 0$$

$$0 = W_{rp}(245.85) + W_{xp}(89) - A_Y(166)$$

$$0 = 123(245.85) + 123(89) - A_Y(166)$$

$$A_Y = \frac{41186.5}{166}$$

$$\mathbf{A_Y = 248.11\ lbf = 1101.6N}$$

Calculo B_X : por la suma de momentos en dirección X se obtiene.

$$\sum M_A = 0$$

$$0 = -B_X(166) + W_{xp}(79.85)$$

$$B_X = \frac{9821.5}{166}$$

$$\mathbf{B_X = 59.1\ lbf = 262.4N.}$$

Por último calculamos AX.

$$\sum M_B = 0$$

$$0 = -A_X(166) + W_{xP}(245.85)$$

$$A_X = \frac{30239.5}{166}$$

$$\mathbf{A_X = 182.16\ lbf = 808.7N.}$$

Los resultados nos dan las fuerzas de empuje sobre los rodamientos.

PASO 4. Calcule la fuerza radial total en cada rodamiento. Se calcula la resultante de los componentes Y y Z:

$$A = \sqrt{(A_Y)^2 + (A_Z)^2} \quad (2.76)^{164}$$

$$A = \sqrt{248.11^2 + 707.18^2}$$

$$\mathbf{A = 749.44\ lbf = 3327.5N}$$

$$B = \sqrt{(B_Y)^2 + (B_Z)^2} \quad (2.77)^{165}$$

$$B = \sqrt{84.47^2 + 229.63^2}$$

$$\mathbf{B = 244.6\ lbf = 1086.0N}$$

¹⁶⁴ MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México. Pearson Educación. 2006. p. 468.

¹⁶⁵ MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México. Pearson Educación. 2006. p. 468.

2.15.2. Momentos flexionantes del piñón.

A continuación hacemos el análisis de los momentos flexionantes en el eje del piñón.

Con los resultados encontrados de los momentos flexionantes calculamos el momento flexionante máximo.

$$\text{Momento flexionante máximo} = \sqrt{(ME_z)^2 + (ME_y)^2} \quad (2.78)^{166}$$

$$\text{Momento flexionante máximo} = \sqrt{(1499.3)^2 + (817)^2}$$

$$\text{Momento flexionante máximo} = 1707.4 \text{ lbs} - \text{plg} = 187.81 \text{ Nm.}$$

2.15.3. Diagramas de los momentos flexionantes del piñón. (figura 2.26)

¹⁶⁶ MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México. Pearson Educación. 2006. p. 468.

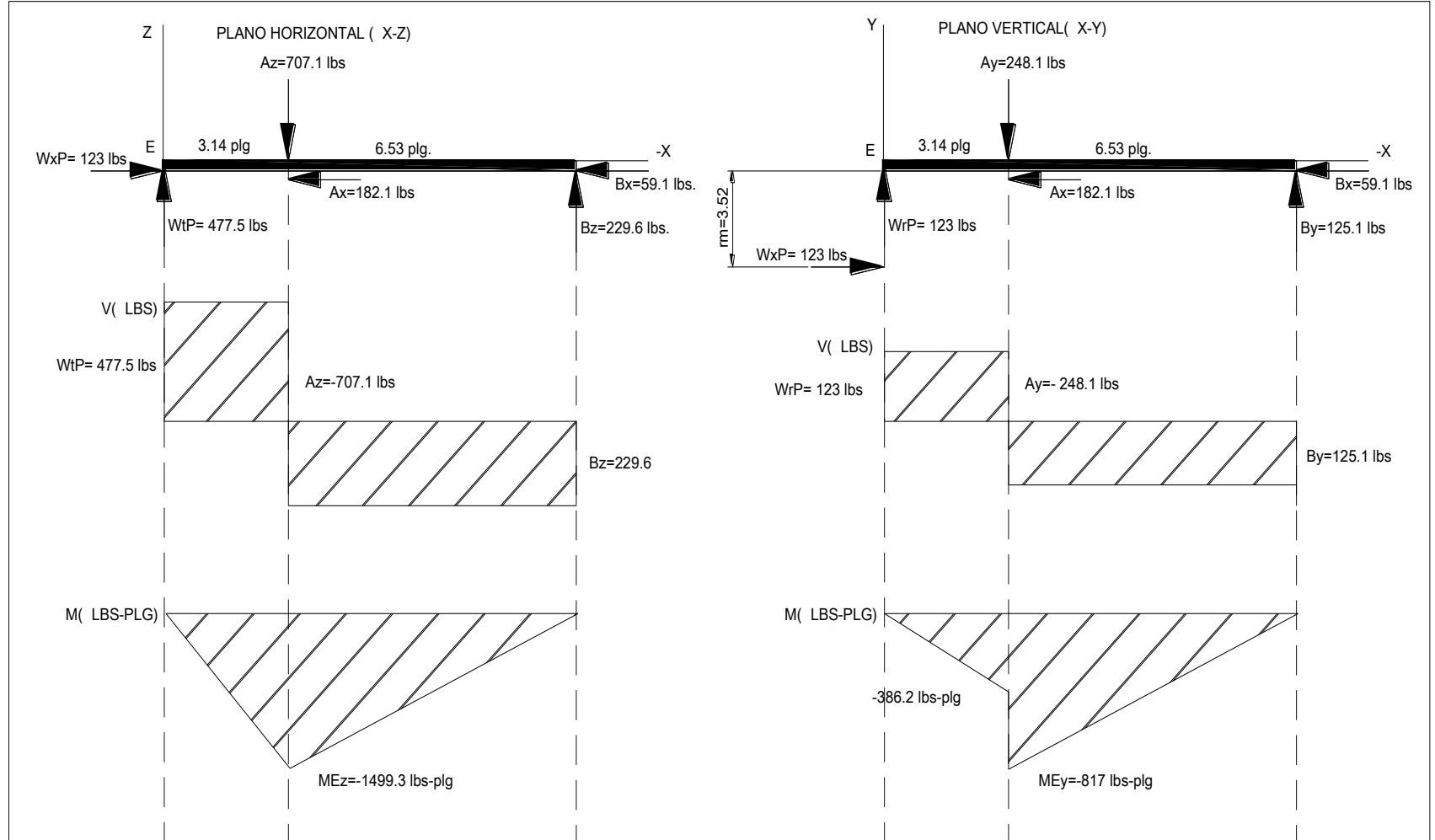


Figura 2.26. Diagramas de momentos flexionantes del piñón.

2.16. REACCIONES EN LOS RODAMIENTOS, EJE DEL ENGRANE, RODAMIENTO D.

Con métodos similares, se pueden calcular las fuerzas en el rodamiento D.

$$D_z = 477 \text{ lbs}$$

$$D_x = 123 \text{ lbs.}$$

$$D_y = 123 \text{ lbs.}$$

2.16.1. Diagramas de los momentos flexionantes del engrane.

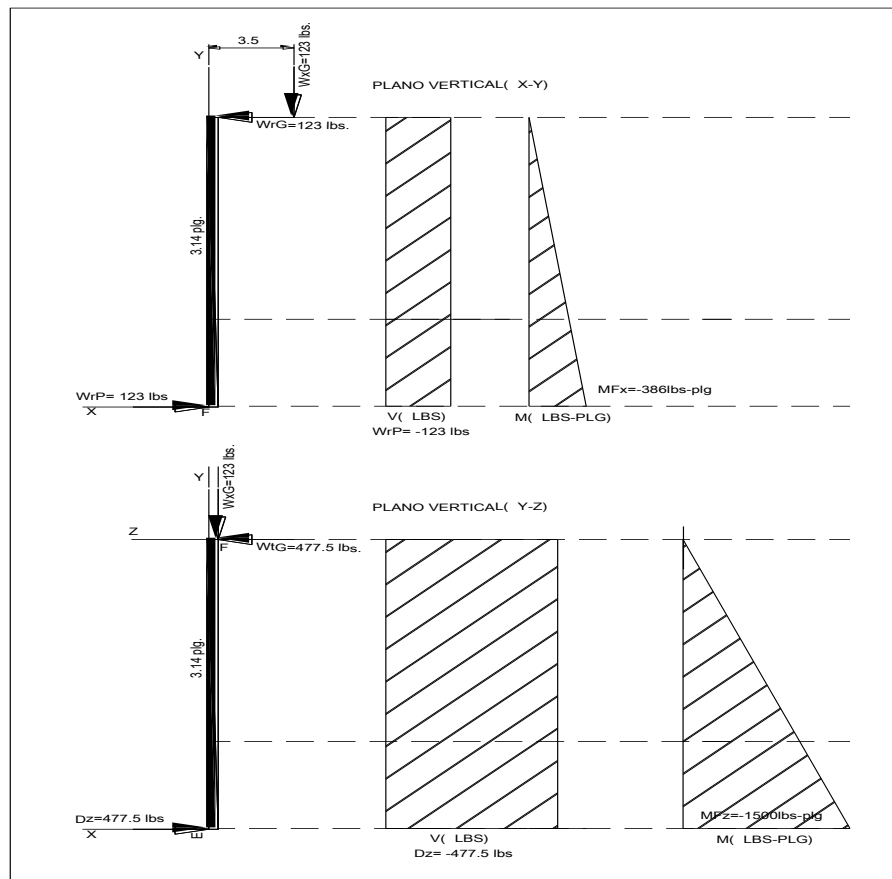


Figura 2.27. Diagramas de momentos flexionantes del engrane.

2.16.2. Momentos flexionantes del engrane.

La fuerza radial del engrane es 123 lbs = $W_{tG} = D_x$.

Con la fórmula 2.78 calculamos el momento flexionante máximo.

$$\text{Momento flexionante máximo.} = \sqrt{(MF_x)^2 + (MF_z)^2}$$

$$\text{Momento flexionante máximo.} = \sqrt{(386.6)^2 + (1500)^2}$$

$$\text{Momento flexionante máximo.} = 1549 \text{ lbs} - \text{plg} = 170.39 \text{ Nm}$$

Resumen de las fuerzas en los rodamientos.

Resumen: Para seleccionar los rodamientos para estos ejes se requiere que tengan las siguientes capacidades.

$$\text{Rodamiento A} = 749.44 \text{ lbs.}$$

$$\text{Rodamiento B} = 244.6 \text{ lbs radial, } 241.26 \text{ lbs. de empuje}$$

$$\text{Rodamiento D} = 123 \text{ lbs radial, } 123 \text{ lbs de empuje.}$$

2.17. DISEÑO DEL ÁRBOL DE TRANSMISIÓN DE MOVIMIENTO AL RODILLO DE ARRASTRE.

2.17.1. Cálculo de los torques.

- Rodillo A.

$$\sum T_A = -F_1 * r + F_2 * r \quad \forall r = 4.92 \text{ plg.}$$

$$\sum T_A = -530.3 \text{ lbs}(4.92 \text{ plg}) + 426.17 \text{ lbs}(4.92 \text{ plg})$$

$$\sum T_A = (-2609.2 + 2096.75) \text{ lbs} - \text{plg.}$$

$$T_A = -512.45 \text{ lbs} - \text{plg} = 56.36 \text{ Nm.}$$

- Rueda cónica B.

$$\sum T_B = 241.26 \text{ lbs}(4.15 \text{ plg})$$

$$T_B = 1001.2 \text{ lbs} - \text{plg} = 110.12 \text{ Nm}$$

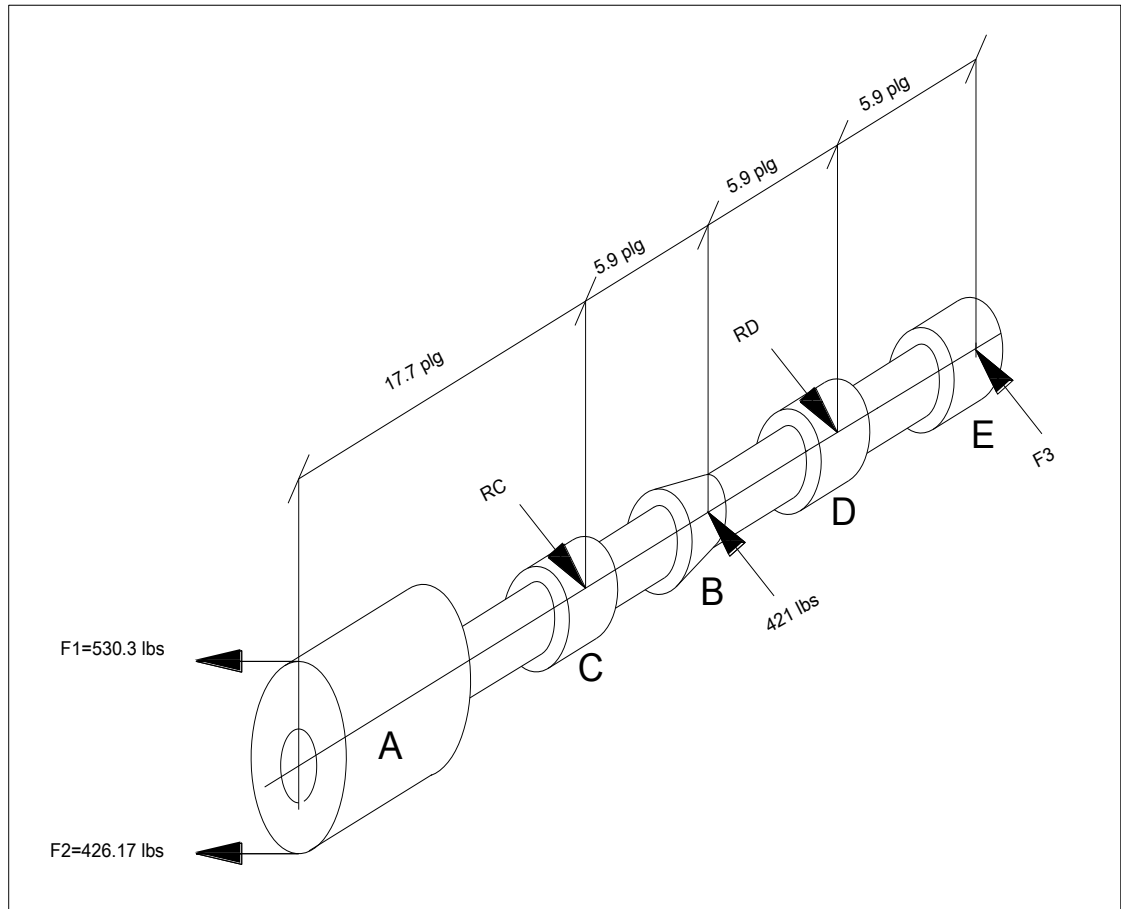


Figura 2.28. Diagramas de esfuerzos del árbol.

2.17.2. Cálculo de la F_3 .

Para el cálculo de la fuerza 3 determinamos el diagrama de momentos, este diagrama debe cerrarse y será el momento torsionante en el perno E montado al extremo del árbol.

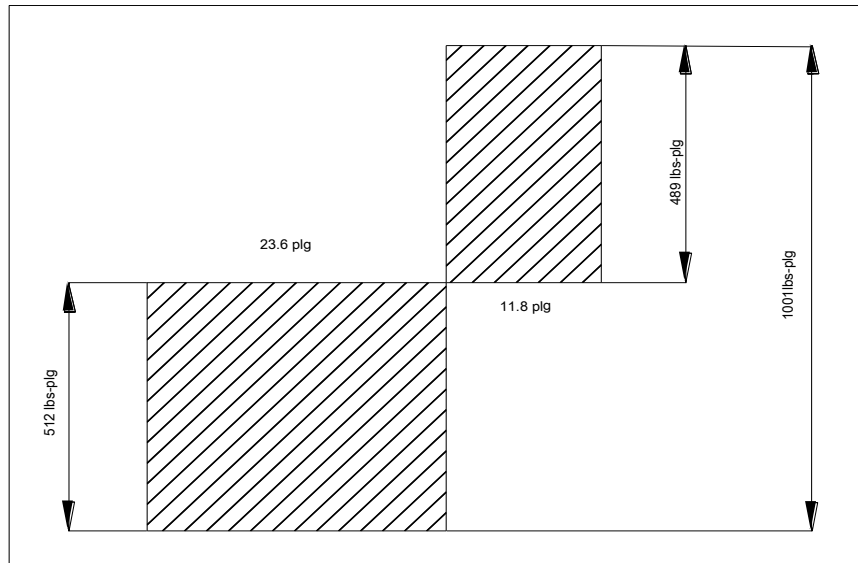


Figura 2.29. Diagrama de torque del árbol.

Por análisis en el diagrama de torque podemos observar que en el punto E el resultado es:

$$489 \text{ lbs} - \text{plg} = 53.7 \text{ Nm.}$$

Para calcular la F_3 utilizamos la fórmula de momento y despejamos.

$$M = F * d \quad (2.79)^{167}$$

Como dato adicional tenemos que el perno ubicado en E es de diámetro 2.75 plg. Despejamos de la formula F y nos da como resultado de la F_3 :

$$F = \frac{M}{d}$$

¹⁶⁷ CHRISTIANI, Konstan. Colección de Fórmulas. 1 ed. Alemania. GTZ. 1988. p. 20

$$F = \frac{489 \text{ lbs} - \text{plg}}{1.37 \text{ plg}}$$

$$F_3 = 356.7 \text{ lbs} = 1583.7 \text{ N}.$$

2.17.3. Cálculo de las reacciones en R_C y R_D

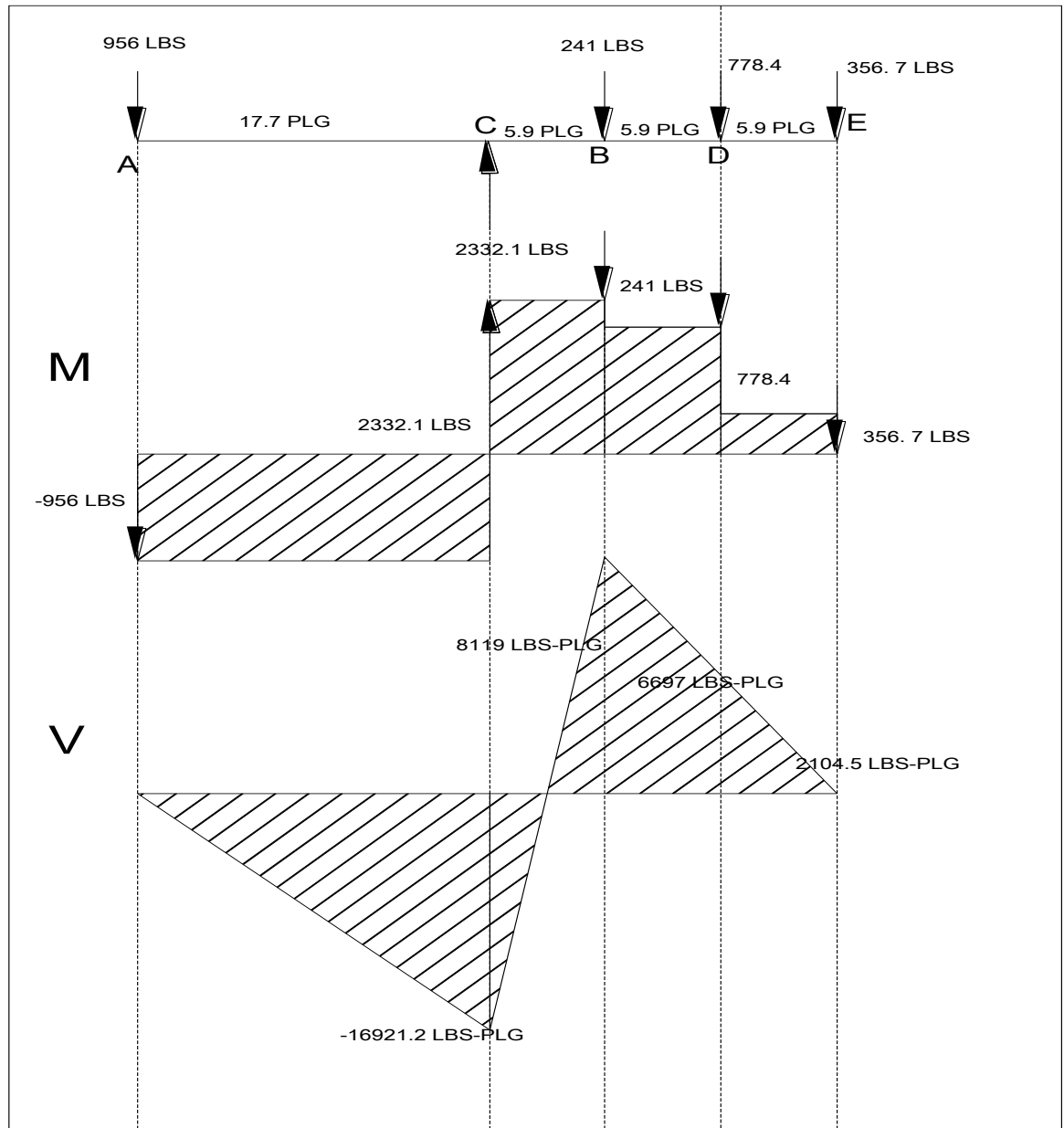


Figura 2.30. Diagrama de esfuerzos del árbol.

$$\uparrow + \sum F_y = 0$$

$$0 = -956 + R_C - 241 + R_D - 356$$

$$0 = -1553.7 + R_C + R_D$$

$$R_D = 1553.7 - R_C$$

$$\curvearrowright + \sum M_D = 0$$

$$0 = 956(29.5) - R_C(11.8) + 241(5.9) - 356.7(5.9)$$

$$0 = 28202 - R_C(11.8) + 1422 - 2104.5$$

$$0 = 27519.5 - R_C(11.8)$$

$$R_C = \frac{27519.5}{11.8}$$

$$R_C = 2332.16 \text{ lbf} = 10.35 \text{ KN}$$

$$R_D = 1553.7 - 2332.16$$

$$R_D = -778.4 \text{ lbs} = 3456.0 \text{ N}.$$

2.17.4. Cálculo del diámetro del árbol de transmisión.

Datos del material:

Material: Acero AISI 1018.

Esfuerzo a la cedencia: $S_y = 32 \text{ KPSI}$ Ver anexo 30

Factor de seguridad. $F_s = 2$ ¹⁶⁸

Con los datos anteriores procedemos a calcular el esfuerzo normal admisible $[\sigma]$.

$$[\sigma] = \frac{S_y}{F_s} \quad (2.80)^{169}$$

$$[\sigma] = \frac{32000}{2}$$

$$[\sigma] = 16000 \text{ PSI} = 110.3 \text{ Kpas}$$

Con el esfuerzo permisible calculamos el diámetro del árbol.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 * M}{[\sigma] * \pi}} \quad (2.81)^{170}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 * (16921.2)}{16000 * (\pi)}}$$

$$d = 2.20 \text{ plg.}$$

$$d = 56 \text{ mm.}$$

¹⁶⁸ MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México: Pearson Educación, 2006. p 185.

¹⁶⁹ SHIGLEY'S. Mechanical Engineering Design, Eighth Edition. Mc Graw Hill, 24 p.

¹⁷⁰ SHIGLEY'S. Mechanical Engineering Design, Eighth Edition. Mc Graw Hill, 103p.

2.18. DISEÑO DEL TORNILLO DE POTENCIA.

Se utilizará un tornillo de potencia de 1 plg x 5 Ver anexo 32.

Datos:

Material:	Acero AISI 3115
Entradas de la rosca.	$n=1$
Coeficiente de fricción del tornillo:	$f= 0.15$
Coeficiente de fricción collarín:	$f_c=0.09$
Diámetro:	$d= 1\text{plg}$
Paso:	$P= 5$ hilos por pulgada
Fuerza axial:	$F=2332$ lbs.
Diámetro del collarín.	$d_c=2.75$ plg.

Simbología:

$T_s=$	Tensión para subir.
$T_b=$	Tensión para bajar.
$d_m=$	Diámetro medio.
$d_r=$	Diámetro interior.
$l=$	Avance.
$T_c=$	Torsión en el collarín.
$E=$	Eficiencia global.

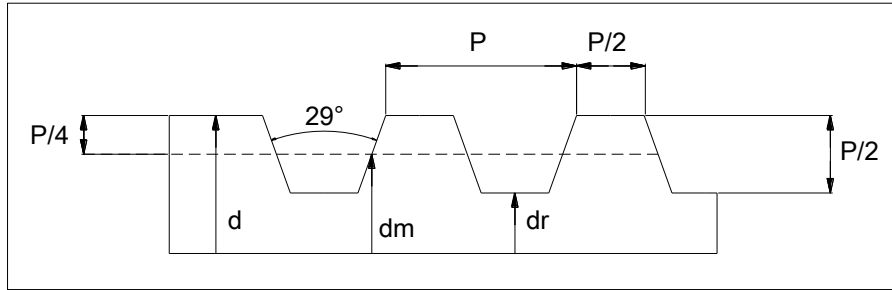


Figura 2.31. Diagrama de rosca con hilos Acme.

La profundidad y el ancho de la rosca son los mismos y resultan iguales a la mitad del paso.

2.18.1. Cálculo del diámetro medio, diámetro interior y avance.

$$d_m = d - \frac{P}{2} \quad (2.82)^{171}$$

$$d_m = 1 - \frac{1}{10}$$

$$d_m = 0.9 \text{ plg} = 22.86 \text{ mm.}$$

$$d_r = d - P \quad (2.83)^{172}$$

$$d_r = 1 - \frac{1}{5}$$

$$d_r = 0.8 \text{ plg} = 20.32 \text{ mm}$$

$$l = n * P \quad (2.84)^{173}$$

$$l = 1 \left(\frac{1}{5} \right)$$

$$l = 0.2 \text{ plg} = 5.08 \text{ mm.}$$

¹⁷¹ SHIGLEY'S. Mechanical Engineering Design, Eighth Edition. Mc Graw Hill, 463 p.

¹⁷² SHIGLEY, Op. Cit., p.463.

¹⁷³ SHIGLEY, Op. Cit., p.463

2.18.2. Pares de torsión para elevar y bajar la carga.

Mediante las ecuaciones 2.85 y 2.86 y suponiendo que un par de torsión es un par de elevación de carga, el par de torsión requerido para girar el tornillo contra carga es:

$$T = \frac{F * d_m}{2} \left(\frac{l - \pi * f * d_m}{\pi * d_m - f * l} \right) \quad (2.85)^{174}$$

$$T_c = \frac{F * f_c * d_c}{2} \quad (2.86)^{175}$$

$$T_s = \frac{F * d_m}{2} \left(\frac{l - \pi * f * d_m}{\pi * d_m - f * l} \right) + \frac{F * f_c * d_c}{2}$$

$$T_s = \frac{2332.1 * 0.9}{2} \left(\frac{0.2 + \pi(0.15)(0.9)}{\pi(0.9) - (0.15)(0.2)} \right) + \left(\frac{2332.1(0.09)(2.75)}{2} \right)$$

$$T_s = 1049.4(0.22) + 288.6$$

$$T_s = 519.8 \text{ lbs} - \text{plg} = 57.178 \text{ Nm}$$

Con las ecuaciones 2.87 y 2.86 y si además, se encuentra negativo el par de torsión empleando para bajar la carga.

$$T = \frac{-F d_m}{2} \left(\frac{\pi * f * d_m - l}{\pi * d_m + f * l} \right) \quad (2.87)^{176}$$

$$T_b = \frac{-F d_m}{2} \left(\frac{\pi * f * d_m - l}{\pi * d_m + f * l} \right) - \frac{F * f_c * d_c}{2}$$

¹⁷⁴ SHIGLEY, Op. Cit., p.460

¹⁷⁵ SHIGLEY, Op. Cit., p.461

¹⁷⁶ SHIGLEY, Op. Cit., p.460

$$T_b = \frac{-2332.1 * 0.9}{2} \left(\frac{\pi * (0.15)(0.9) - 0.2}{\pi(0.9) + 0.15(0.2)} \right) - \frac{2332.1(0.09)(2.75)}{2}$$

$$T_b = -1049.4(0.07) - 288.6$$

$$T_b = -362.0 \text{ lbs} - \text{plg} = 40 \text{ Nm}$$

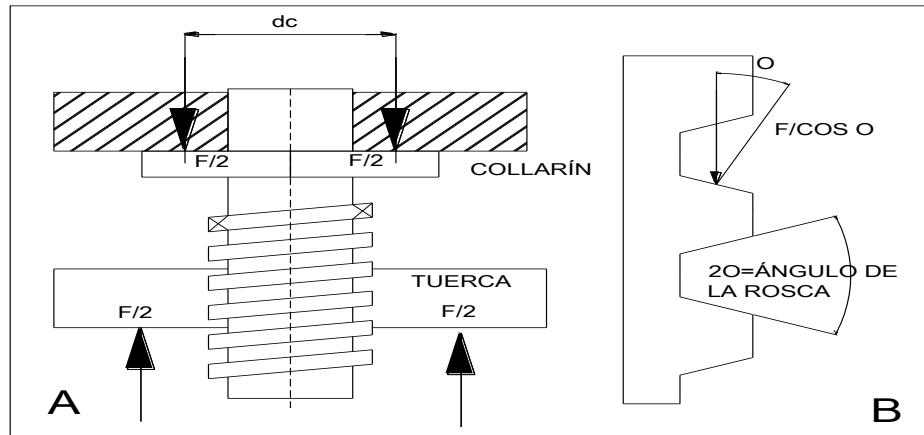


Figura 2.32. A. Diagrama del collarín de empuje de diámetro d_c , B. Diagrama de la fuerza normal en la rosca debido al ángulo.

La eficiencia global al elevar la carga es.

$$e = \frac{F * l}{2 * \pi * T} \quad (2.88)^{177}$$

$$e = \frac{2332.1(0.2)}{2(\pi)(519.8)}$$

$$e = 0.14$$

El esfuerzo cortante en el cuerpo τ , debido al momento de torsión T en el exterior del cuerpo del tornillo, está dado por.

¹⁷⁷ SHIGLEY, Op. Cit., p.464.

$$\tau = \frac{16 * T}{\pi * d_r^3} \quad (2.89)^{178}$$

$$\tau = \frac{16(519.8)}{\pi * 0.512}$$

$$\tau = 5.17 \text{ kpsi} = 35.6 \text{ Kpas}$$

El esfuerzo axial normal nominal σ se expresa mediante.

$$\sigma = \frac{-4F}{\pi * d_r^2} \quad (2.90)^{179}$$

$$\sigma = \frac{-4(2332.1)}{\pi(0.64)}$$

$$\sigma = 4.63 \text{ kpsi} = 32 \text{ Kpas.}$$

La torsión en el collarín está definida por la siguiente fórmula.

$$T_c = \frac{F * f_c * d_c}{2}$$

$$T_c = \frac{2332.1(0.09)(2.75)}{2}$$

$$T_c = 106.31 \text{ lbs} - \text{plg} = 11.7 \text{ Nm}$$

¹⁷⁸ SHIGLEY, Op. Cit., p.461.

¹⁷⁹ SHIGLEY, Op. Cit., p.462.

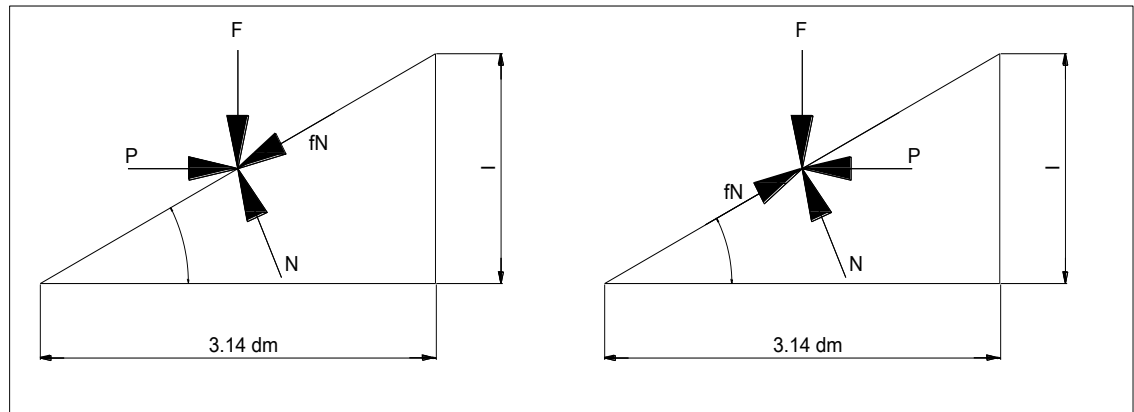


Figura 2.33. Diagrama de fuerzas aplicadas al tornillo de potencia.

CAPÍTULO 3

3. SIMULACIONES.

La simulación digital es una técnica que permite imitar (o simular) en un ordenador el comportamiento de un sistema real o hipotético según ciertas condiciones particulares de operación.

Aunque la simulación digital es una técnica relativamente reciente y en constante evolución, el uso de la simulación como metodología de trabajo es una actividad muy antigua, y podría decirse que inherente al proceso de aprendizaje del ser humano.

Para poder comprender la realidad y toda la complejidad que un sistema puede conllevar, ha sido necesario construir artificialmente objetos y experimentar con ellos dinámicamente antes de interactuar con el sistema real. La simulación digital puede verse como el equivalente computarizado a este tipo de experimentación.

Para ello es necesario construir objetos (modelos) que representan la realidad, de tal modo que pueden ser interpretados por un ordenador.

El uso de las técnicas de simulación digital para la solución de problemas es un campo interdisciplinario muy amplio, tanto por la variedad de sistemas que pueden ser considerados, como por la diversidad de contextos que pueden describirse.

Es usual encontrar aplicaciones en ingeniería, economía, medicina, biología, ecología o ciencias sociales. La formación en el desarrollo de modelos matemáticos y la utilización de simuladores digitales esta así mismo presente en muchos estudios universitarios, de doctorado, posgrado y maestría.

3.1. Programa SolidWorks.

SolidWorks es un programa de diseño asistido por computadora para modelado mecánico desarrollado en la actualidad por SolidWorks Corp. Es un modelador de sólidos paramétrico, que usa el kernel de modelado geométrico Parasolid. Fue introducido en el mercado en 1995 para competir con otros programas CAD como Pro/ENGINEER, NX, Solid Edge, CATIA, y Autodesk Mechanical Desktop.

El programa permite modelar piezas y conjuntos y extraer de ellos tanto planos como otro tipo de información necesaria para la producción. Es un programa que funciona con base en las nuevas técnicas de modelado con sistemas CAD. El proceso consiste en trasvasar la idea mental del diseñador al sistema CAD, "construyendo virtualmente" la pieza o conjunto. Posteriormente todas las extracciones (planos y ficheros de intercambio) se realizan de manera bastante automatizada.

SolidWorks SimulationXpress los resultados del análisis de diseño están basados en un análisis estático lineal y se asume que el material es isotrópico. El análisis estático lineal presupone que: 1) el comportamiento del material es lineal, en consonancia con la ley de Hooke, 2) los desplazamientos inducidos son lo suficientemente pequeños como para pasar por alto los cambios en la rigidez debidos a las cargas, y 3) las cargas se aplican lentamente para pasar por alto los efectos dinámicos.

No base sus decisiones de diseño solamente en los datos presentados en este informe. Utilice esta información en conjunción con datos experimentales y con la experiencia práctica. Las pruebas de campo son de obligado cumplimiento para validar su diseño definitivo. SolidWorks SimulationXpress le ayuda a reducir el tiempo de salida al mercado de sus productos, aunque sin llegar a eliminar las pruebas de campo por completo.

SIMULACIÓN 1.

EJE ESPIRALADOR

1. Información de archivo

Nombre del modelo:	eje espiralador
Ubicación del modelo:	C:\Documents and Settings\Milton\Mis documentos\TESIS\DISEÑO\eje espiralador.SLDPRT
Ubicación de resultados:	c:\docume~1\milton\config~1\temp
Nombre de estudio:	SimulationXpress Study (-Predeterminado-)

2. Materiales

Nº	Nombre de sólido	Material	Masa	Volumen
1	Sólido 1(Saliente-Extruir1)	Acero aleado	116.833 kg	15173.1 cm ³

3. Información de cargas y restricciones

Sujeción		
Fijo-1 <eje espiralador>	activar 1 Cara(s) fijo.	

Carga		
Fuerza-1 <eje espiralador>	activar 1 Cara(s) aplicar fuerza 1072.1 N normal a plano de referencia con respecto a la referencia seleccionada Planta utilizando distribución uniforme	

4. Propiedad del estudio

Información de malla	
Tipo de malla:	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar

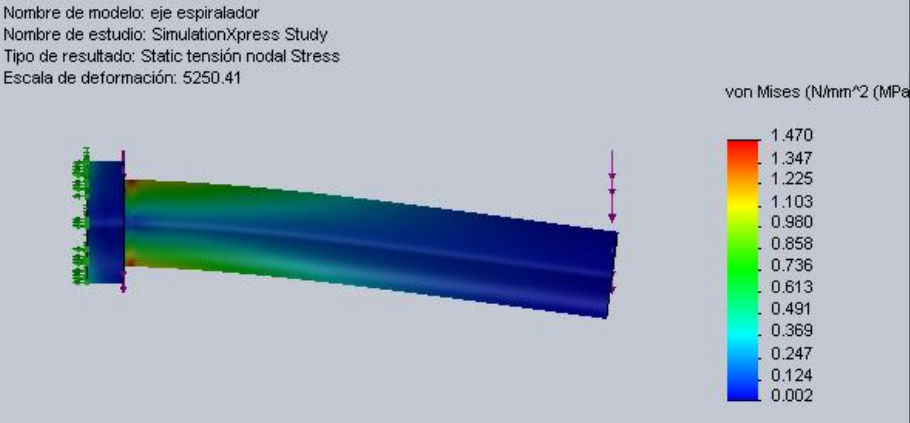
Transición automática:	Desactivar
Superficie suave:	Activar
Verificación jacobiana:	4 Points
Tamaño de elementos:	21.486 mm
Tolerancia:	1.0743 mm
Calidad:	Alta
Número de elementos:	15250
Número de nodos:	26135
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:13
Nombre de computadora:	PC3
Información del solver	
Calidad:	Alta
Tipo de solver:	Solver tipo FFEPlus

5. Resultados

5a. Tensiones

Nombr e	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Stress	VON: Tensión de von Mises	0.00198339 N/mm^2 (MPa)	(-62.4941 mm, 107.487 mm, -0.000764947 mm)	1.46961 N/mm^2 (MPa)	(35.1496 mm, -81.1139 mm, 987.993 mm)

eje espiralador-SimulationXpress Study-Tensiones-Stress

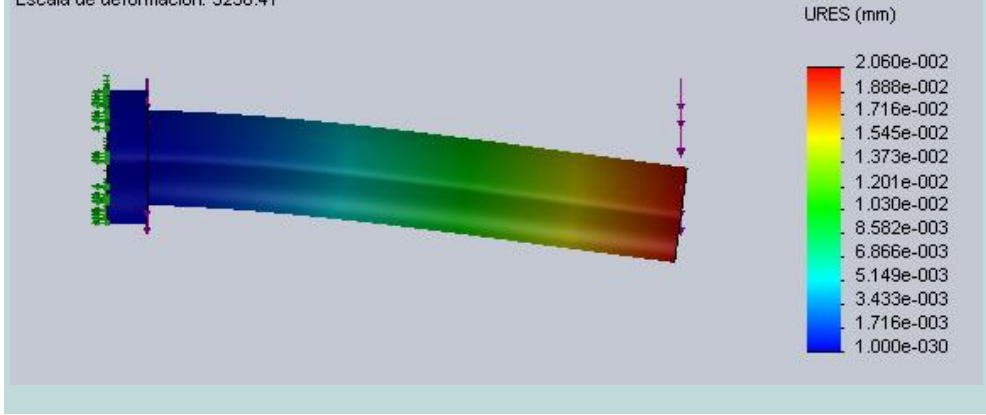


5b. Desplazamientos

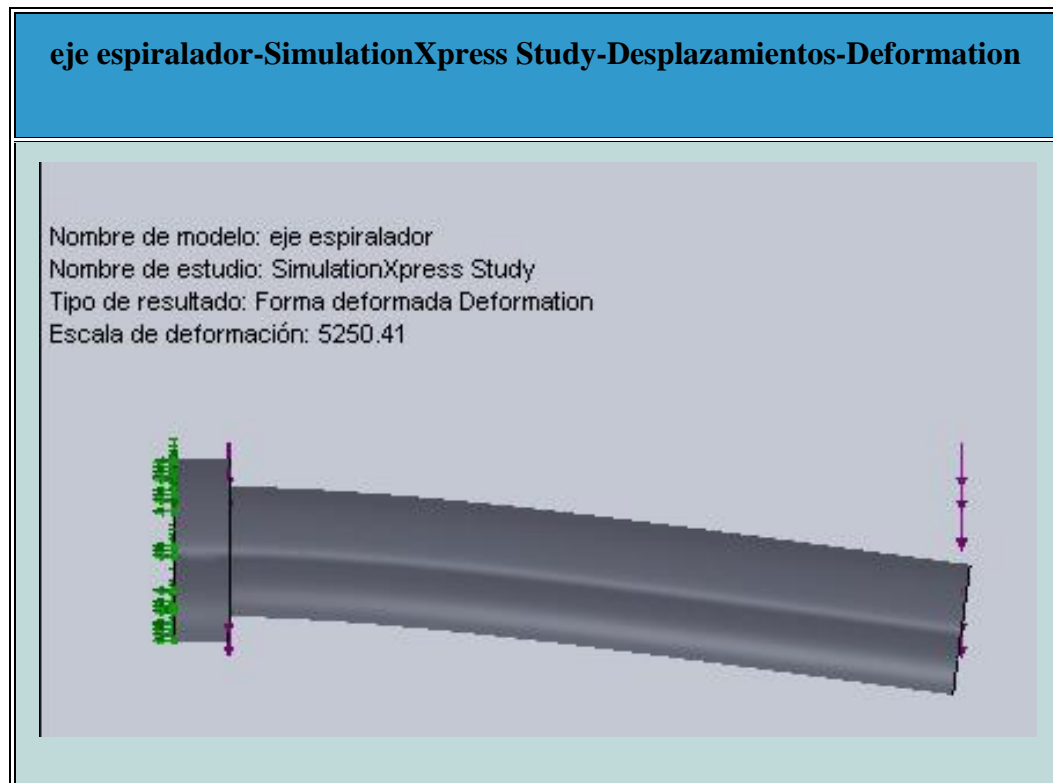
Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Displacement	URES: Desplazamiento resultante	0 mm	(-83.764 mm,	0.0205969 mm	(5.17415 mm,
			76.014 mm,		18.7497 mm,
			1075 mm)		-11.7766 mm)

eje espiralador-SimulationXpress Study-Desplazamientos-Displacement

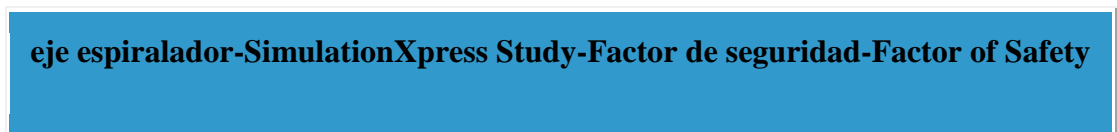
Nombre de modelo: eje espiralador
Nombre de estudio: SimulationXpress Study
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Displacement
Escala de deformación: 5250.41



5c. Deformación



5d. Factor de seguridad





6. Apéndice

Nombre de material:	Acero aleado	
Descripción:		
Origen del material:		
Tipo de modelo del material:	Isotrópico elástico lineal	
Criterio de error predeterminado:	Tensión máxima de von Mises	
Datos de aplicación:		
Nombre de propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	2.1414e+006	kgf/cm ²

Coeficiente de Poisson	0.28	NA
Módulo cortante	8.0558e+005	kgf/cm ²
Densidad	0.0077	kg/cm ³
Límite de tracción	7381	kgf/cm ²
Límite elástico	6326.5	kgf/cm ²
Coeficiente de dilatación térmica	1.3e-005	/Centigrade
Conductividad térmica	0.1195	Cal/(cm.s.C)
Calor específico	109.94	Cal/(kg.C)

SIMULACIÓN 2.

EJE DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA

1. Información de archivo.

Nombre del modelo:	eje potencia
Ubicación del modelo:	D:\TESIS\ejec simulador\ejepotencia.SLDPRT
Ubicación de resultados:	c:\docume~1\admini~1\config~1\temp
Nombre de estudio:	SimulationXpress Study (-Predeterminado-)

2. Materiales

Nº	Nombre de sólido	Material	Masa	Volumen
1	Sólido 1 (Revolución1)	AISI 1045 Acero estirado en frío	38.6495 kg	0.0049235 m ³

3. Información de cargas y restricciones

Sujeción		
Fijo-3 <ejepotencia>	activar 2 Cara(s) fijo.	

Carga		
Fuerza-2 <ejepotencia>	activar 1 Cara(s) aplicar fuerza 244.26 lbf normal a plano de referencia con	

potencia>	respecto a la referencia seleccionada Alzado utilizando distribución uniforme	
---------------------	--	--

4. Propiedad del estudio

Información de malla	
Tipo de malla:	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Superficie suave:	Activar
Verificación jacobiana:	4 Points
Tamaño de elementos:	15.961 mm
Tolerancia:	0.79804 mm
Calidad:	Alta
Número de elementos:	7318
Número de nodos:	12249
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:05
Nombre de computadora:	PORTATIL

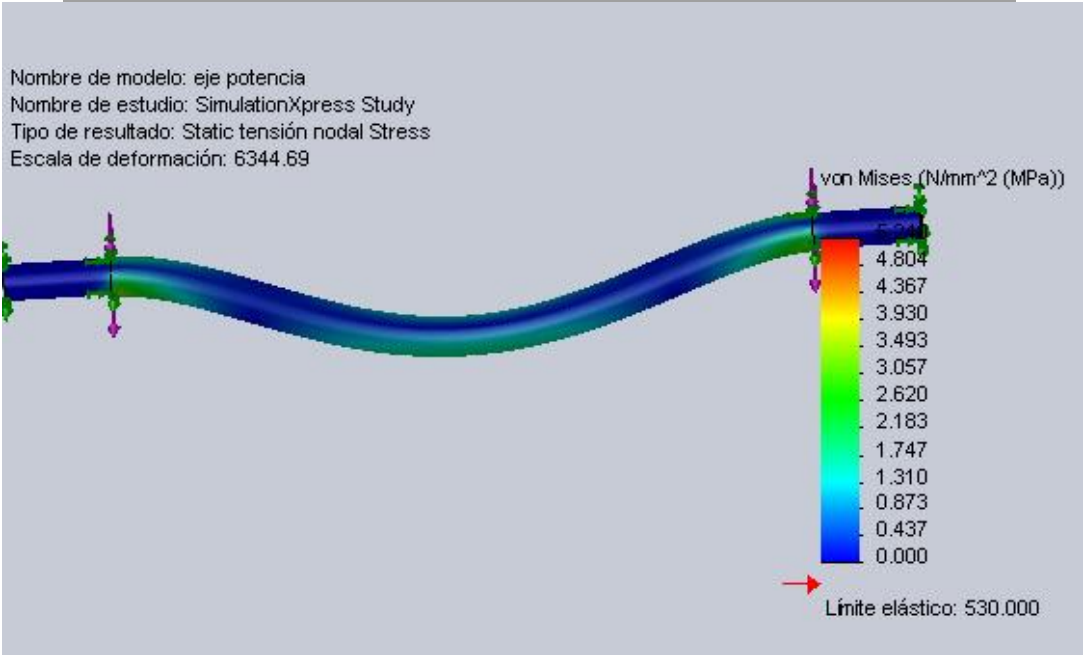
Información del solver	
Calidad:	Alta
Tipo de solver:	Solver tipo FFEPlus

5. Resultados

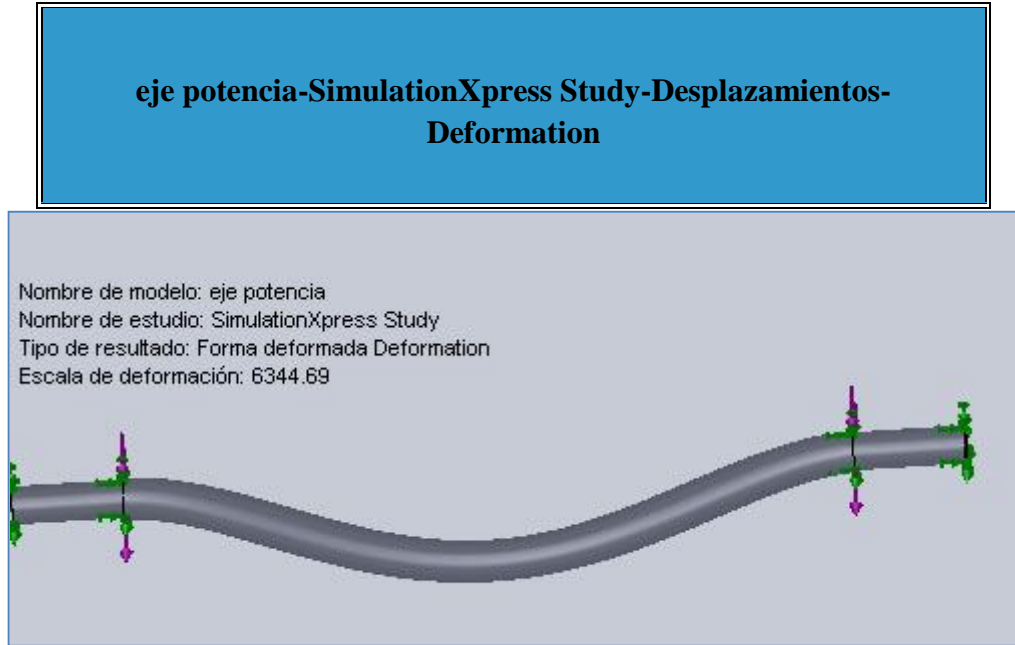
5a. Tensiones

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Stress	VON: Tensión de von Mises	3.74009e-007 N/mm^2 (MPa)	(11.9591 mm,	5.24023 N/mm^2 (MPa)	(175.2 mm,
			7.76457 mm,		6.73282 mm,
			-28.9778 mm)		30.1679 mm)

eje potencia-SimulationXpress Study-Tensiones-Stress



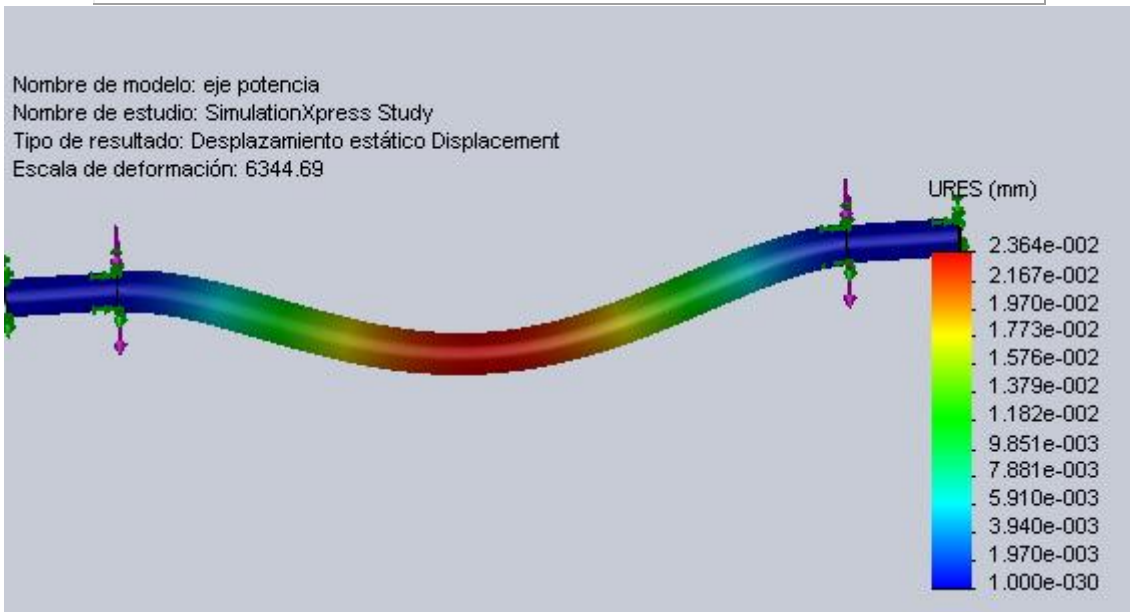
5b. Deformación



5c. Desplazamientos

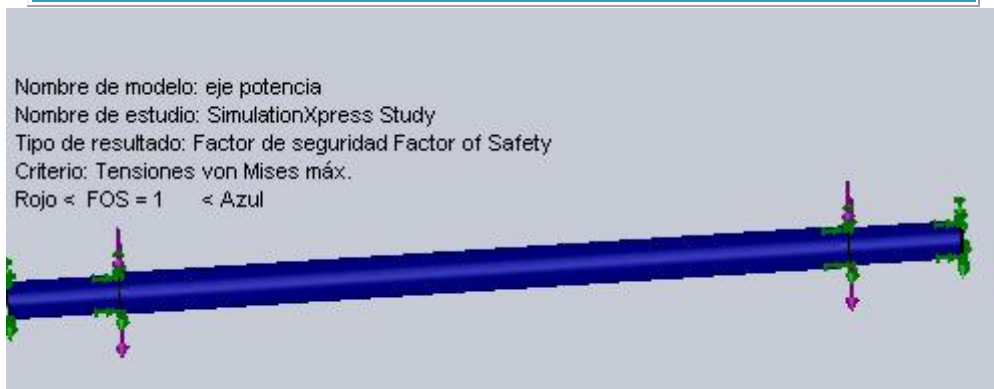
Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Displacement	URES: Desplazamiento resultante	0 mm	(175.4 mm,	0.0236418 mm	(749.999 mm,
			3.67394e- 015 mm,		-32.975 mm,
			-30 mm)		150 mm)

eje potencia-SimulationXpress Study-Desplazamientos- Displacement



5d. Factor de seguridad.

eje potencia-SimulationXpress Study-Factor de seguridad-Factor of Safety



6. Apéndice

Nombre de material:	AISI 1045 Acero estirado en frío	
Descripción:		
Origen del material:		
Tipo de modelo del material:	Isotrópico elástico lineal	
Criterio de error predeterminado:	Tensión máxima de von Mises	
Nombre de propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	2.05e+011	N/m ²
Coefficiente de Poisson	0.29	NA
Módulo cortante	8e+010	N/m ²
Densidad	7850	kg/m ³
Límite de tracción	6.25e+008	N/m ²
Límite elástico	5.3e+008	N/m ²
Coefficiente de dilatación térmica	1.15e-005	/Kelvin
Conductividad térmica	49.8	W/(m.K)
Calor específico	486	J/(kg.K)

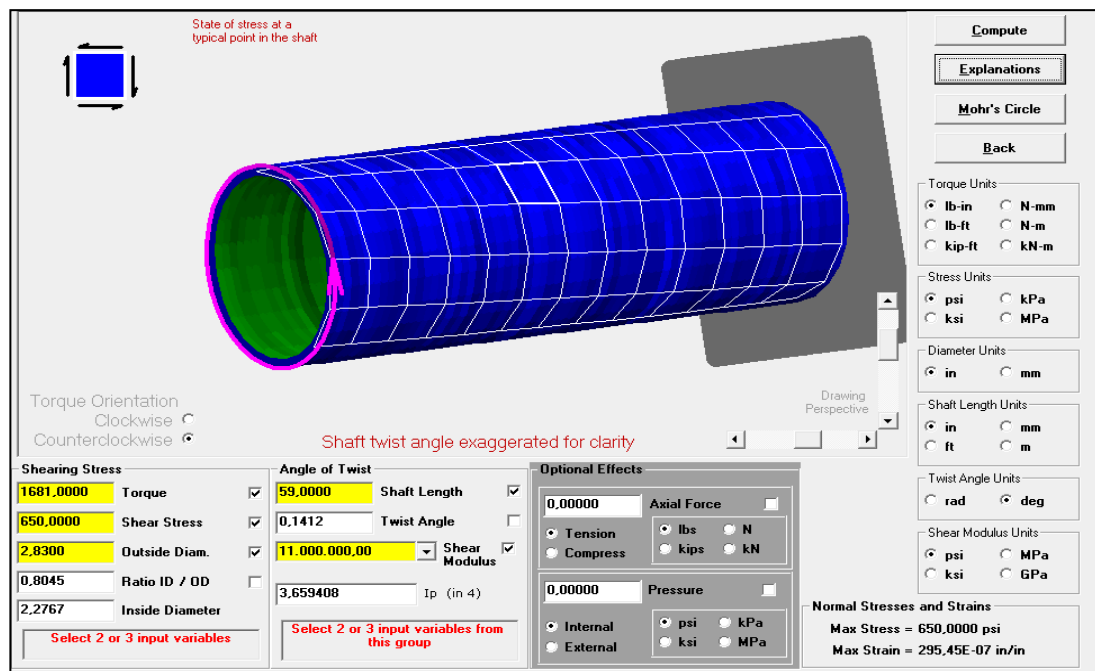
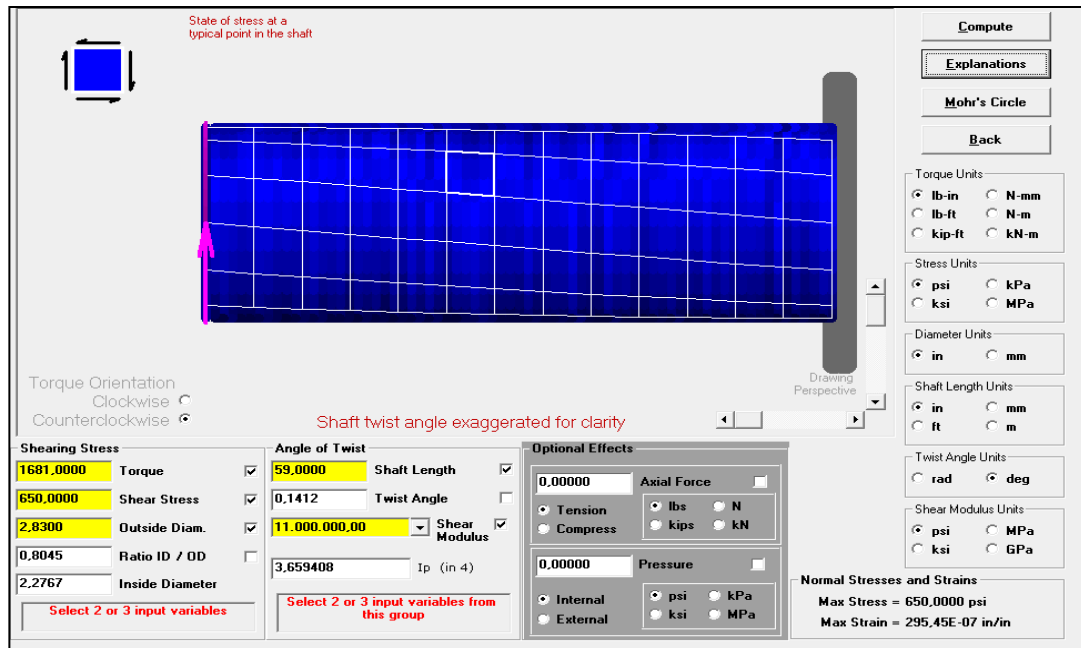
3.2. Programa MDSolids.

Software que se utiliza para el cálculo de estructuras, solicitaciones internas, centros de aéreas, vigas, perfiles, presiones, reticulados, marcos y maquinas, columnas, etc. ideal para quienes estudian ingenierías en que los materiales son importantes, muy útil en materias como: Elementos de estabilidad, Estática, Resistencia De Los Materiales, etc.

El análisis de las rutinas en MDSolids se agrupa en módulos dedicados a los tipos de problema en particular. Estos módulos se centran en la fuerza específica de los conceptos de materiales y métodos de resolución de problemas. MDSolids es lo suficientemente potente como para que muchas diversas combinaciones de configuración de la estructura y la carga se pueda resolver dentro de cada módulo, y se coordina para que los resultados de un módulo se puedan utilizar en módulos asociados.

SIMULACIÓN 3.

TORQUE EN EL EJE DE POTENCIA.



Use the torsion stress formula ($\tau = Tc/I_p$) to solve for the maximum ratio of inside diameter to outside diameter. Manipulate the torsion stress equation so that the torque, the radius, and the shear stress are on the right-hand side and I_p is on the left-hand side. The resulting equation should look like: $I_p = Tc/\tau$.

The polar moment of inertia I_p is defined as $I_p = \pi/32(D^4 - d^4)$ for a hollow shaft. Factor out the term $(D/d)^4$ from the terms in parentheses. This gives $I_p = (\pi D^4/32) [1 - (d/D)^4]$ where (d/D) is the ratio of inside diameter to outside diameter. Replace the distance c with $D/2$ and the equation looks like $(\pi D^4/32) [1 - (d/D)^4] = TD/(2\tau)$. Multiply both sides of the equation by $32/\pi D^4$ to give $[1 - (d/D)^4] = (32TD) / (2\pi \tau D^4)$. Rearrange the equation so that the term $(d/D)^4$ is alone on the left-hand side. The resulting equation is $(d/D)^4 = 1 - 16T/(\pi \tau D^3)$. Take the fourth root to find the maximum

D^4). Rearrange the equation so that the term $(d/D)^4$ is alone on the left-hand side. The resulting equation is $(d/D)^4 = 1 - 16T/(\pi \tau D^3)$. Take the fourth root to find the maximum permissible ratio of inside-to-outside diameter d/D .

$$\text{Shaft } d/D \text{ ratio} = [1 - (16 \times 1.681,000 \text{ lb-in})/(\pi \times 650,000 \text{ psi} \times (2,830 \text{ in})^3)]^{0.250} = 0.804$$

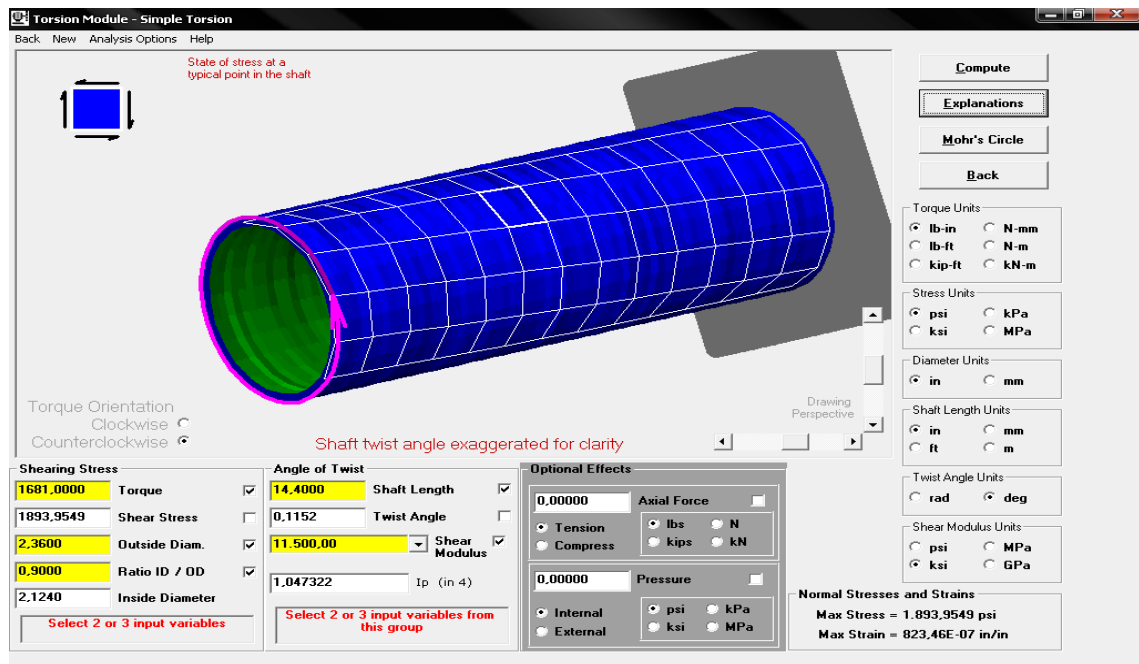
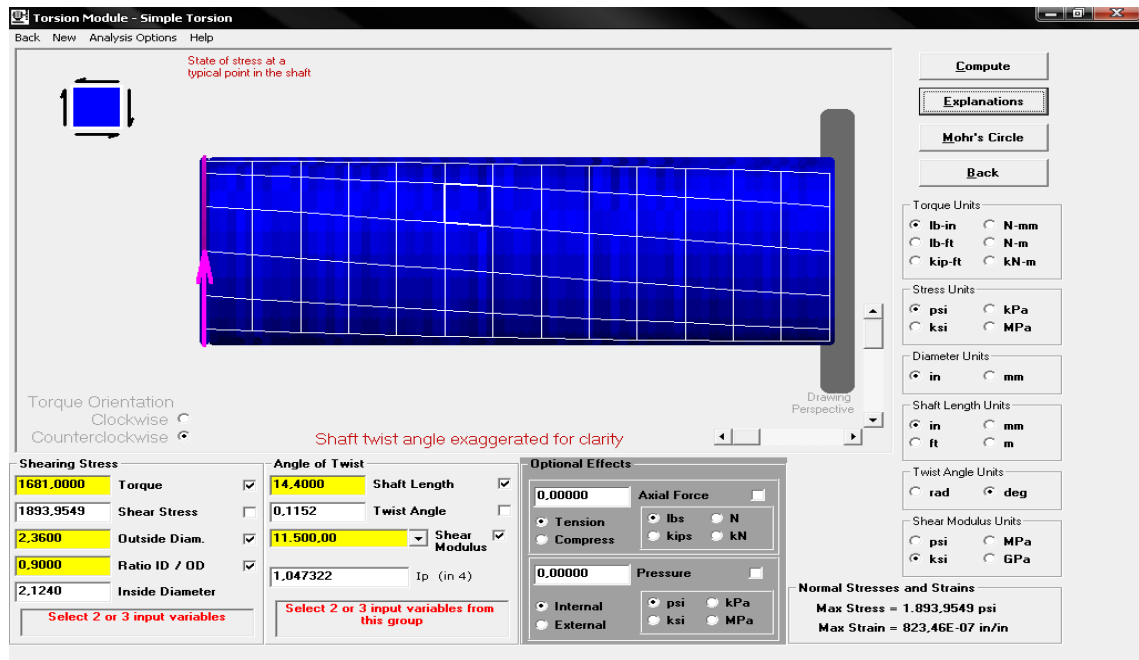
Use the torsion twist angle formula ($\phi = TL/GI_p$) to solve for the shaft twist angle.

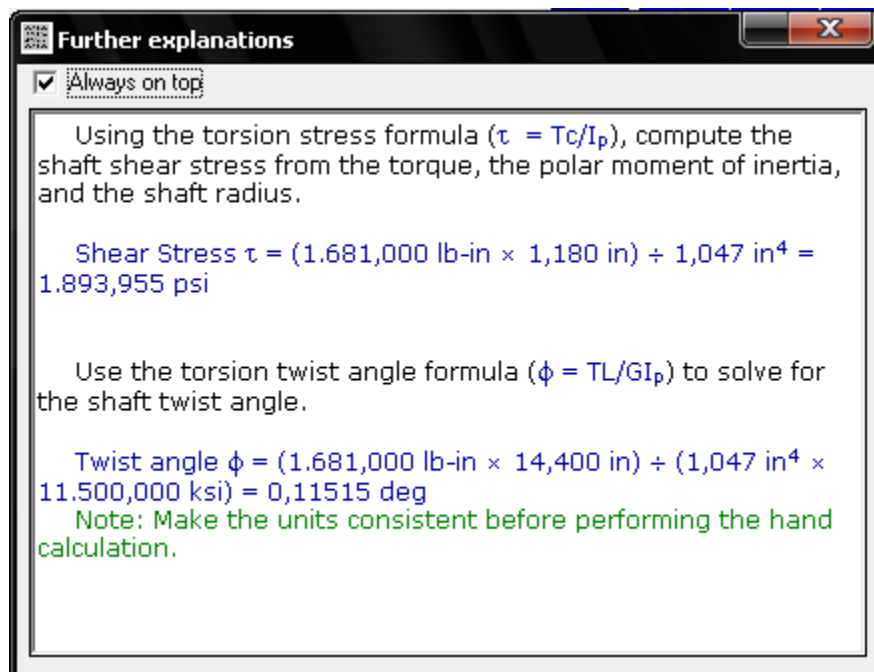
$$\text{Twist angle } \phi = (1.681,000 \text{ lb-in} \times 59,000 \text{ in}) \div (3,659 \text{ in}^4 \times 11,000\text{E}+06 \text{ psi}) = 0.14117 \text{ deg}$$

Note: Make the units consistent before performing the hand calculation.

SIMULACIÓN 4.

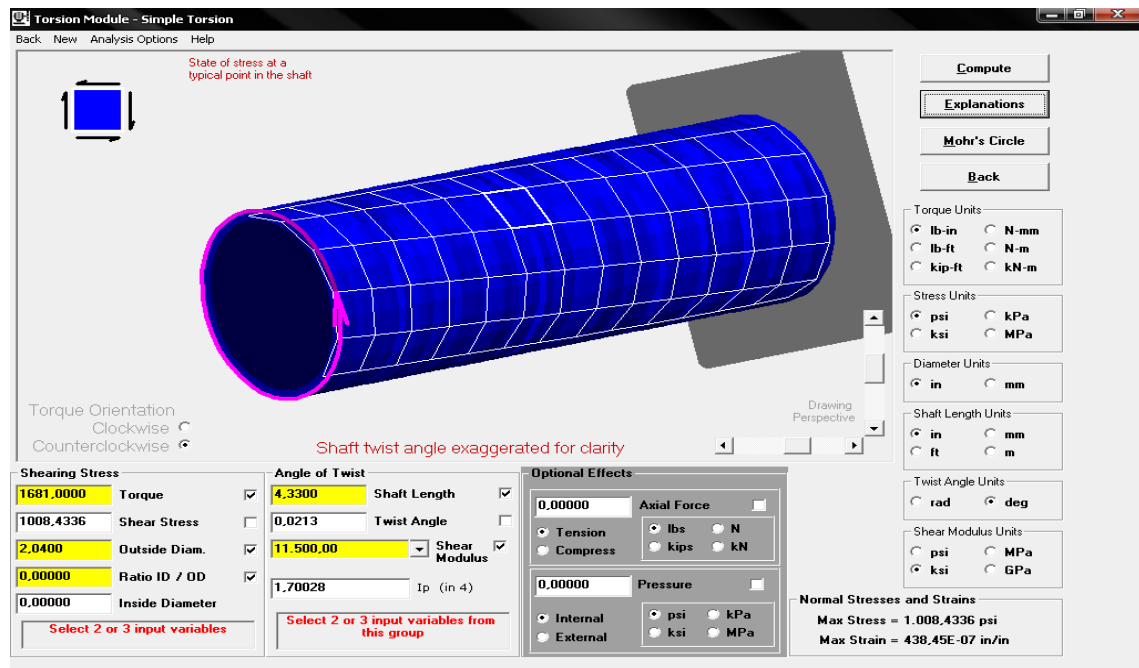
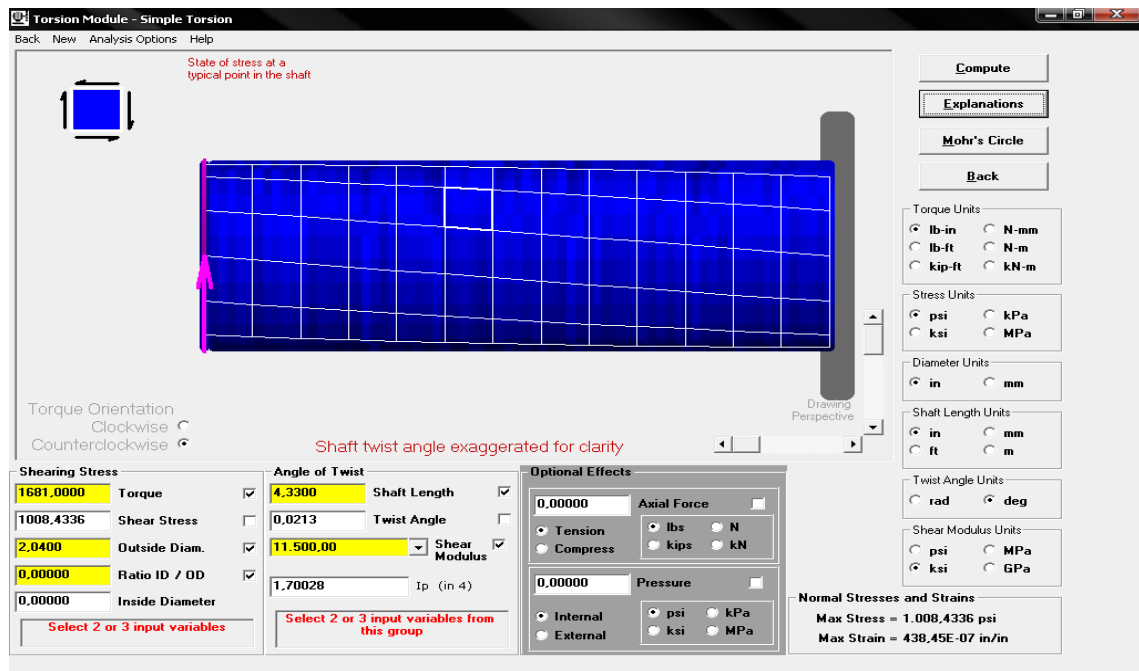
SIMULACIÓN DEL CUBO NERVADO.

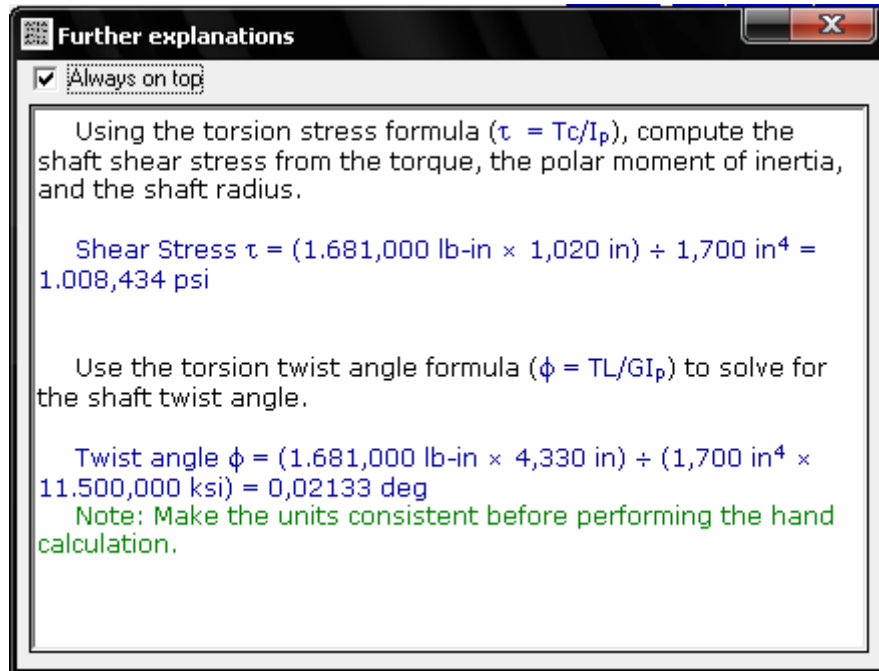




SIMULACIÓN 5.

SIMULACIÓN DEL EJE NERVADO.





CAPÍTULO 4.

4. ANALISIS TECNICO FINANCIERO

Costo es el sacrificio, o esfuerzo económico que se debe realizar para lograr un objetivo.

Los objetivos son aquellos de tipo operativos, como por ejemplo: pagar los sueldos al personal de producción, comprar materiales, fabricar un producto, venderlo, prestar un servicio, obtener fondos para financiarnos, administrar la empresa, etc.

Si no se logra el objetivo deseado, decimos que tenemos una pérdida.

4.1. Costo.

El costo es fundamentalmente un concepto económico, que influye en el resultado de la empresa.

4.2. Insumo.

El insumo es todo aquello disponible para el uso y el desarrollo de la vida humana, desde lo que encontramos en la naturaleza, hasta lo que creamos nosotros mismos, en general los insumos pierden sus propiedades y características para transformarse y formar parte del producto final.

Es el material inicial (materia prima, subproducto) que se incorporan al proceso para satisfacer necesidades.

4.3. Materiales.

En ingeniería, un material es una sustancia o elemento con alguna propiedad útil, sea mecánica, eléctrica, óptica, térmica o magnética. En general los materiales sufren procesos de transformación antes de ser utilizados.

4.4. CÁLCULO DE COSTOS DE TIEMPOS MÁQUINA.

Nº	MÁQUINA	Costo USD/hora
1	Torno	\$ 12.00
2	Fresadora	\$ 10.00
3	Taladro	\$ 5.00
4	Rectificado	\$ 7.00
5	Soldadora	\$ 8.00

TABLA 4.1. Costo de hora máquina

4.4.1. Tiempo de procesamiento en el torneado.

Donde:

L= longitud de la pieza.

d= diámetro de la pieza de trabajo.

n= número de revoluciones de la pieza de trabajo $\left(\frac{1}{min}\right)$.

s= avance. (mm)

s' = velocidad de avance $\left(\frac{mm}{min}\right)$

i= número de cortes.

th= tiempo-máquina.

$$th = \frac{L}{s'} \quad (5.1)^{180}$$

$$th = \frac{L}{s * n} \quad (5.2)^{181}$$

$$th = \frac{L * i}{s * n} \quad (5.3)^{182}$$

Para cilindrado: $L = \text{longitud a tornear.}$

Para refrentado de eje macizo: $L = \frac{d}{2}$

Para referntado de eje hueco: $L = \frac{D-d}{2}$

Ejemplo:

Se va a tornear el eje de la rueda cónica de código 10.0486.0033.01.07 de acero AISI 3115 de 88 mm. de longitud a 400 RPM y un avance de 0.1 mm. Se necesitarán unas 3 pasadas para terminar completamente la pieza.

Se utiliza la fórmula (5.3) por la facilidad de datos obtenidos.

Datos:

L= 88 mm.

i= 3

s= 0.1 mm.

n= 400 1/min.

$$th = \frac{L * i}{s * n}$$

¹⁻²⁻³ DEUTSCHE, Gesellschaft. **Matemática Aplicada para la Técnica Mecánica.** 1 ed. Alemania. GTZ. 1985. Pág. 128

$$th = \frac{88 \text{ mm (3)}}{0.08 \text{ mm} \left(400 \frac{1}{\text{min}} \right)}$$

$$th = 8.25 \sim 9 \text{ min.}$$

Este resultado se multiplica por el precio hora del proceso de torneado que es de \$12 la hora.

$$\text{Costo máquina} = 9 \text{ min} \left(\frac{\$12}{60 \text{ min}} \right)$$

$$\text{Costo máquina} = \$ 1.80$$

4.4.2. Tiempo de procesamiento en el fresado.

Donde:

l = longitud de la pieza a trabajar.

l_u = movimiento perdido.

l_a = arranque.

L = longitud de fresado total.

d = diámetro de la pieza.

n = número de revoluciones de la fresa. $\left(\frac{1}{\text{min}} \right)$

a = profundidad de corte.

s_z = avance por diente (mm).

s = avance por revolución (mm).

s' = velocidad de avance $\left(\frac{\text{mm}}{\text{min}} \right)$

i = número de cortes.

th = tiempo-máquina. (min)

$$L = l + la + lu \quad (5.4)^{183}$$

$$\text{Avance para un diente} = s_z = (mm).$$

$$\text{Avance para una revolución} = s = s_z + z (mm).$$

$$\text{Avance para n revoluciones} = s' = s * n \left(\frac{mm}{min} \right).$$

$$\text{tiempo de trabajo} = \frac{\text{trayecto avanzado}}{\text{velocidad de avance}}.$$

$$th = \frac{L*i}{s*n} \quad (5.5)^{184}$$

Ejemplo:

Se desde fresar un chavetero en la pieza del eje de las ruedas cónicas código 10.0486.0033.01.07 en acero AISI 3115, con una fresa de botón de 8mm de diámetro de 2 cortes y una longitud de 31mm. No existe movimiento perdido y una profundidad de fresado de 5mm. Habiendo ajustado una velocidad de corte de 12m/min y un avance de 0.15mm. Calcular el tiempo máquina.

Datos:

$$d = 8mm$$

$$z = 2$$

$$v = 12 \frac{m}{min}$$

$$s_z = 0.15 mm$$

$$l = 31mm$$

$$lu = 0 mm$$

$$i = 1$$

¹⁸³ DEUTSCHE, Gesellschaft. **Matemática Aplicada para la Técnica Mecánica**. 1 ed. Alemania. GTZ. 1985. Pág. 134

¹⁸⁴ DEUTSCHE, Gesellschaft. **Matemática Aplicada para la Técnica Mecánica**. 1 ed. Alemania. GTZ. 1985. Pág. 134

a= 5 mm

Calculamos la velocidad en RPM.

$$n = \frac{v * 1000}{d * \pi} \quad (5.6)^{185}$$

$$n = \frac{12 \frac{m}{min} (1000)}{8 mm (\pi)}$$

$$\mathbf{n = 477.46 RPM}$$

Determinamos el avance por revolución s.

$$s = s_z * Z$$

$$s = 0.15mm (2)$$

$$\mathbf{s = 0.30 mm.}$$

Ahora la longitud de arranque.

$$la = \sqrt{d * a - a^2} \quad (5.7)^{186}$$

$$la = \sqrt{80mm(5mm) - (5mm)^2}$$

$$\mathbf{la = 19.36 mm.}$$

Con la longitud de arranque procedemos a calcular la longitud total de fresado con la ecuación (5.4)

$$L = l + lu + la$$

$$L = 31mm + 0mm + 19,36mm$$

¹⁸⁵ DEUTSCHE, Gesellschaft. **Matemática Aplicada para la Técnica Mecánica**. 1 ed. Alemania. GTZ. 1985. Pág. 134

¹⁸⁶ DEUTSCHE, Gesellschaft. **Matemática Aplicada para la Técnica Mecánica**. 1 ed. Alemania. GTZ. 1985. Pág. 134

$$L = 50.36 \text{ mm}$$

Y por último el tiempo máquina del fresado con la ecuación (5.5).

$$th = \frac{L * i}{s * n}$$

$$th = \frac{50.36mm(1)}{0.30mm(477.46 \frac{1}{min})}$$

$$th = 0.35 \text{ min} \sim 1 \text{ min.}$$

Este resultado se multiplica por el precio hora del proceso de fresado que es de \$10 la hora.

$$\text{Costo máquina} = 1 \text{ min} \left(\frac{\$10}{60 \text{ min}} \right)$$

$$\text{Costo máquina} = \$ 0.17$$

4.4.3. Tiempo de procesamiento en rectificado.

Donde:

- L= Longitud del rectificado.
- i= Número de cortes.
- s= Avance por revolución en mm.
- n= Número de carreras por minuto.
- b= Ancho de la pieza de trabajo.

Para rectificado cilíndrico.

$$th = \frac{L*i}{s*n} \quad (5.8)^{187}$$

Para rectificado plano.

$$th = \frac{b*i}{s*n} \quad (5.9)^{188}$$

Ejemplo.

El eje espiralador de código 10.0486.0033.01.03 de acero ASTM A381 tiene de diámetro en bruto 177.8 mm. y una longitud de 2500 mm ha de ser rectificado a un diámetro de 177 con los siguientes valores: número de revoluciones de la pieza de trabajo 90 1/min, avance 20 mm., profundidad de corte 0.02 mm. Calcular el tiempo de procesamiento en minutos y el costo máquina.

Datos:

Tipo de rectificado: Cilíndrico.

L= 2500 mm

n= 90 1/min.

a= 0.02 mm.

s= 20 mm.

Calculamos el número de cortes:

$$i = \frac{\text{demasia para rectificar}}{\text{profundidad}} \quad (5.10)^{189}$$

$$i = \frac{0.4mm}{0.02mm}$$

$$i = 20$$

¹⁸⁷ DEUTSCHE, Gesellschaft. **Matemática Aplicada para la Técnica Mecánica**. 1 ed. Alemania. GTZ. 1985. Pág. 136

¹⁸⁸ DEUTSCHE, Gesellschaft. **Matemática Aplicada para la Técnica Mecánica**. 1 ed. Alemania. GTZ. 1985. Pág. 136

¹⁸⁹ DEUTSCHE, Gesellschaft. **Matemática Aplicada para la Técnica Mecánica**. 1 ed. Alemania. GTZ. 1985. Pág. 136

Aplicamos la fórmula (5.8) para rectificado cilíndrico.

$$th = \frac{L * i}{s * n}$$

$$th = \frac{2500mm(20)}{20mm(90 \frac{1}{min})}$$

$$th = 27.7 \text{ min} \sim 28 \text{ min.}$$

Este resultado se multiplica por el precio hora del proceso de rectificado que es de \$ 7 la hora.

$$\text{Costo máquina} = 28 \text{ min} \left(\frac{\$7}{60 \text{ min}} \right)$$

$$\text{Costo máquina} = \$ 3.26$$

4.4.4. Tiempo de procesamiento en el taladrado.

Donde:

d= Diámetro

l= Profundidad del agujero.

i= Número de cortes.

s= Avance (mm)

n= Número de revoluciones (1/min).

L= trayecto total de perforación del taladro.

$$L = l + 0.3 * d \quad (5.11)^{190}$$

$$th = \frac{L*i}{s*n} \quad (5.12)^{191}$$

¹⁹⁰ DEUTSCHE, Gesellschaft. **Matemática Aplicada para la Técnica Mecánica**. 1 ed. Alemania. GTZ. 1985. Pág. 130

Ejemplo.

Se desea taladrar una plancha de acero ASTM A-36 de código 10.0486.0033.01.21 que tiene 19 mm de espesor y se han de perforar 10 agujeros de 22 mm de diámetro. Habiéndose ajustado un avance de 0.3 mm y un número de revoluciones de 500 1/min. Determinar el tiempo máquina y el costo de la operación.

Datos:

d=	22 mm
l=	19 mm
i=	10
s=	0.3 mm
n=	500 1/min.

Aplicamos la fórmula (5.11) para determinar la longitud total del taladrado.

$$L = l + 0.3 * d$$

$$L = 19mm + 0.3(22mm)$$

$$\mathbf{L = 25.6 mm.}$$

Con la longitud total aplicamos la fórmula (5.12) para determinar el tiempo máquina.

$$th = \frac{L * i}{s * n}$$

$$th = \frac{25.6 mm(10)}{0.3 mm(500 \frac{1}{min})}$$

$$\mathbf{th = 1.7 min \sim 2 min.}$$

¹⁹¹ DEUTSCHE, Gesellschaft. **Matemática Aplicada para la Técnica Mecánica**. 1 ed. Alemania. GTZ. 1985. Pág. 130

Este resultado se multiplica por el precio hora del proceso de taladrado que es de \$ 5 la hora.

$$\text{Costo máquina} = 2 \text{ min} \left(\frac{\$5}{60 \text{ min}} \right)$$

$$\text{Costo máquina} = \$0.16$$

En el siguiente desarrollo se aprecia el costo de fabricación de la máquina espiraladora de tubos de cartón, cuyas características fueron definidas en el capítulo 2.

4.4.5. COSTO DE INSUMOS						
Nº	DENOMINACIÓN	DIMENSIONES	CANTIDAD	UNIDAD	PRECIO UNITARIO (USD)	PRECIO TOTAL (USD)
1	Cáncamo	M10	1	u	\$ 0.50	\$ 0.50
2	Chumacera	UCP 212-36	4	u	\$ 50.00	\$ 200.00
3	Junta Cardán XA-58	DIN 15452	4	u	\$ 153.86	\$ 615.44
4	Chumacera 2	UCF 212-36	6	u	\$ 50.00	\$ 300.00
5	Banda trapezoidal	DIN 7733/1	2	u	\$ 78.82	\$ 157.64
6	Motoreductor	25 HP	1	u	\$ 4,350.00	\$ 4,350.00
8	Junta Cardán XA-90	DIN 15452	2	u	\$ 163.79	\$ 327.58
9	Perno Allen M5	DIN 912 M5x15	32	u	\$ 0.20	\$ 6.40
10	Arandela de presión M5	DIN 127 B M5	32	u	\$ 0.05	\$ 1.60
11	Arandela de plana M16	DIN 127 M16	24	u	\$ 0.05	\$ 1.20
12	Tuercas M16	DIN 601 M16	24	u	\$ 0.60	\$ 14.40
13	Perno M16	DIN 601 M16x55	24	u	\$ 3.50	\$ 84.00
14	Arandela de presión M16	DIN 127 B M16	24	u	\$ 0.50	\$ 12.00
15	Anillos de retención	DIN 471 Ø60	8	u	\$ 2.00	\$ 16.00
16	Rodamiento	1212S	8	u	\$ 15.00	\$ 120.00
17	Arandela plana M42	DIN 127 M42	4	u	\$ 1.00	\$ 4.00
18	Tuercas M42	DIN 601 M42	4	u	\$ 2.50	\$ 10.00
19	Arandela de presión 42	DIN 127B M42	4	u	\$ 1.50	\$ 6.00
20	Tuercas M12	DIN 601 M12	10	u	\$ 0.50	\$ 5.00
21	Arandela de presión M12	DIN 127B M12	10	u	\$ 0.30	\$ 3.00
22	Perno M12	DIN 601 M12x50	10	u	\$ 0.20	\$ 2.00
23	Empaque	poliamida	4	u	\$ 4.64	\$ 18.56
24	Perno M10	DIN 601 M10	96	u	\$ 0.30	\$ 28.80
25	Pasador cilíndrico	UNE 1706 Ø5x60	12	u	\$ 2.00	\$ 24.00
26	Arandela de presión M10	DIN 127B M10	96	u	\$ 0.20	\$ 19.20
27	Chavetas	DIN 14 18x11x100	15	u	\$ 2.00	\$ 30.00
28	Perno Allen M16	DIN 912 M16x30	16	u	\$ 0.80	\$ 12.80
29	Rodamiento axial	51108	4	u	\$ 3.20	\$ 12.80
30	Perno M20	DIN 601 M20x75	20	u	\$ 2.20	\$ 44.00
31	Arandela plana M20	DIN 127 M20	20	u	\$ 1.50	\$ 30.00
32	Arandela de presión M20	DIN 127B M20	20	u	\$ 1.50	\$ 30.00
33	Pintura esmalte	color verde	2	galón	\$ 15.00	\$ 30.00
34	Tiñer		2	galón	\$ 8.00	\$ 16.00
35	Electrodos	E-7018	20	Kg	\$ 4.00	\$ 80.00
36	Discos de corte	1/16x7 plg	10	u	\$ 3.80	\$ 38.00
37	Discos de desbaste	7 plg	5	u	\$ 6.00	\$ 30.00
38	banda plana	DIN 22102	2	u	\$ 4.64	\$ 9.28
	TOTAL					\$ 6,690.20

4.4.6. COSTO DE MATERIALES

Nº	REF	DENOMINACION	CANT.	NORMA	MATERIAL	DIM. BRUTAS (mm)	PESO TOTAL (KG)	PRECIO Kg (USD)	PRECIO TOTAL(USD)
1	1	BASE	2	10.0486.0033.01.36	ASTM A36	UPN 100x8x2700	56.16	1.43	\$ 80.31
2	2	COLUMNA	6	10.0486.0033.01.23	ASTM A36	UPN 100x8x920	57.41	1.43	\$ 82.10
3	3	COLUMNA CABEZAL	4	10.0486.0033.01.24	ASTM A36	UPN 100x8x2702	112.4	1.43	\$ 160.73
4	4	SOPORTE	2	10.0486.0033.01.21	ASTM A36	UPN 100x8x500	10.4	1.43	\$ 14.87
5	5	PLACA BASE CABEZAL	2	10.0486.0033.01.35	ASTM A36	500x503x19	75.02	1.1	\$ 82.52
6	6	NERVIO BASE INFERIOR	6	10.0486.0033.01.28	ASTM A36	503x61x19	27.46	1.1	\$ 30.21
7	7	CABEZAL ESPIRALADOR	2	10.0486.0033.01.27	ASTM A36	UPN 100x8x2706	56.28	1.43	\$ 80.48
8	8	BOCÍN	2	10.0486.0033.01.44	147 M	Ø280x500	197.3	6.58	\$ 1,298.23
9	10	BASE BOCÍN	2	10.0486.0033.01.25	ASTM A36	500x475x12.7	47.36	1.1	\$ 52.10
10	11	RODILLO DE ARRASTRE	4	10.0486.0033.01.01	ASTM A569	Ø274x305	25.46	3.56	\$ 90.64
11	12	EJE ESPIRALADOR	1	10.0486.0033.01.03	147 M	Ø180X2510	273.5	6.58	\$ 1,799.63
12	13	EJE DE POTENCIA	1	10.0486.0033.01.02	AISI 1045	Ø70x560	16.92	4.1	\$ 69.37
13	14	POLEA CONDUCTIDA	1	10.0486.0033.01.06	FUINDICION DIN1691	Ø407x60	14.4	6.78	\$ 97.63
14	18	ROTACION RODILLOS	2	10.0486.0033.01.10	AISI 1045	Ø60x175	7.77	4.1	\$ 31.86
15	19	BOCÍN 2	2	10.0486.0033.01.45	AISI 4140	Ø110x60	8.12	33.8	\$ 274.46
16	20	BRIDA	4	10.0486.0033.01.09	ASTM A36	Ø170x19	8.95	1.1	\$ 9.85
17	21	BASE SIS. DE MOVIMIENTO	2	10.0486.0033.01.37	ASTM A36	UPN 100x8x2424	51.39	1.43	\$ 73.49
18	22	COLUMNA2	4	10.0486.0033.01.39	ASTM A36	UPN 100x8x535	22.68	1.43	\$ 32.43
19	23	BASE DE RODILLO	2	10.0486.0033.01.22	ASTM A36	UPN 100x8x1675	35.51	1.43	\$ 50.78
20	24	BASE EJE DE POTENCIA	2	10.0486.0033.01.20	ASTM A36	UPN 100x8x1100	23.32	1.43	\$ 33.35
21	28	TRAVESAÑO	4	10.0486.0033.01.29	ASTM A36	UPN 100x8x900	38.16	1.43	\$ 54.57
22	29	SOPORTE RODILLO	2	10.0486.0033.0138	ASTM A36	UPN 100x8x837	17.74	1.43	\$ 25.37

23	30	VOLANTE	2	10.0486.0033.01.11	St 37	Ø12x600	1.6	2.5	\$ 4.00
24	31	BASE RODAMIENTO AXIAL	4	10.0486.0033.01.46	AISI 1045	Ø150x19	10.54	4.1	\$ 43.21
25	32	RUEDA DENTADA CONICA 2	2	10.0486.0033.01.47	AISI 3115	Ø215x80	45.6	15.5	\$ 706.80
26	33	EJE DE RODILLOS	4	10.0486.0033.01.42	AISI 1045	Ø65x1020	106.28	4.1	\$ 435.75
27	34	BASE RODILLO2	2	10.0486.0033.01.48	ASTM A36	UPN 100x8x1675	35.51	1.43	\$ 50.78
28	35	NERVIO BASE ESPIRALADOR	12	10.0486.0033.01.26	ASTM A36	503x250x19	225.1	1.1	\$ 247.61
29	36	TAPA1	2	10.0486.0033.01.12	ASTM A36	346x346x10	18.8	1.1	\$ 20.68
30	37	TUERCA DE POTENCIA	4	10.0486.0033.01.49	AISI 1045	Ø90x80	15.98	4.1	\$ 65.52
31	39	SOPORTE VERTICAL DE RODILLO	4	10.0486.0033.01.50	ASTM A36	UPN 100x8x1675	71.02	1.43	\$ 101.56
32	41	TORNILLO DE POTENCIA	2	10.0486.0033.01.43	AISI 1045	Ø25x2000	15.41	4.1	\$ 63.18
33	43	EJE CHUMACERA	2	10.0486.0033.01.41	AISI 4140	Ø65x75	3.91	33.8	\$ 132.16
34	47	PLACA FIJACION CARDAN	6	10.0486.0033.01.30	ASTM A36	175x175x12.7	18.32	1.1	\$ 20.15
35	49	FIJACION DE BRIDA	4	10.0486.0033.01.08	ASTM A36	132x83x10	3.44	1.1	\$ 3.78
36	51	EJE DE RUEDAS CONICAS	6	10.0486.0033.01.07	AISI 4140	Ø65x130	20.32	33.8	\$ 686.82
37	53	MANZANA	8	10.0486.0033.01.16	AISI 1045	Ø155x40	47.4	4.1	\$ 194.34
38	54	TAPA 3	4	10.0486.0033.01.14	ASTM A36	346x279x10	30.31	1.1	\$ 33.34
39	56	MANZANA RODILLO	8	10.0486.0033.01.51	AISI 4140	Ø115x60	39.14	33.8	\$ 1,322.93
40	57	TAPA RODILLO	8	10.0486.0033.01.52	ASTM A36	Ø275x10	149.2	1.1	\$ 164.12
41	63	PLACA DE FIJACION	8	10.0486.0033.01.53	ASTM A36	100x50x12.7	3.99	1.1	\$ 4.39
42	68	TAPA2	2	10.0486.0033.01.13	ASTM A36	346x346x10	18.8	1.1	\$ 20.68
43	69	RUEDA DENTADA CONICA	10	10.0486.0033.01.04	AISI 3115	Ø215x80	228	15.5	\$ 3,534.00
44	70	FIJADOR TAPAS	16	10.0486.0033.01.34	St 33	230x20X20	11.52	2.5	\$ 28.80
45	73	TAPA4	4	10.0486.0033.01.15	ASTM A36	326x279x10	28.56	1.1	\$ 31.42
46	79	BASE VERTICAL CHUMACERA	4	10.0486.0033.01.17	ASTM A36	155x261X10	12.7	1.1	\$ 13.97
47	80	NERVIO BASE CHUMACERA	4	10.0486.0033.01.19	ASTM A36	79x133x10	3.3	1.1	\$ 3.63
48	81	BASE HORIZONTAL CHUMACERA	4	10.0486.0033.01.18	ASTM A36	346x80x10	8.69	1.1	\$ 9.56

49	84	GUÍA DE RODILLO	8	10.0486.0033.01.54	ASTM A36	L50x50x6x175	1.56	1.84	\$ 2.87
50	85	SEPARADOR	2	10.0486.0033.01.61	BRONCE SAE 40	Ø92x45	5.26	5.99	\$ 31.51
51	86	EJE DE ESTRIADO	2	10.0486.0033.01.62	AISI 4140	Ø75x310	21.5	33.8	\$ 726.70
52	87	BASE HORIZONTAL CHUMACERA 2	4	10.0486.0033.01.56	ASTM A36	241x50x10	3.78	1.1	\$ 4.16
53	88	NERVIO BASE CHUMACERA 2	4	10.0486.0033.01.57	ASTM A36	144x49x10	2.22	1.1	\$ 2.44
54	89	BASE VERTICAL CHUMACERA2	4	10.0486.0033.01.55	ASTM A36	241x164x10	12.41	1.1	\$ 13.65
55	90	GUÍA EJE DE RODILLO	2	10.0486.0033.01.58	ASTM A36	144x49x10	1.11	1.1	\$ 1.22
56	92	MANIJA	6	10.0486.0033.01.60	AISI 1045	Ø12x100	0.53	4.1	\$ 2.17
57	93	PERNO DE SUJECION	6	10.0486.0033.01.59	AISI 1045	Ø30x60	2	4.1	\$ 8.20
58	95	POLEA MOTRIZ	1	10.0486.0033.01.05	FUINDICION DIN1691	Ø362x60	13.8	6.78	\$ 93.56
59	96	PLACA DE FIJACION CARDAN2	2	10.0486.0033.01.32	ASTM A36	Ø100x8	3.95	1.1	\$ 4.35
60	97	EJE DE RUEDA CONICA	2	10.0486.0033.01.31	AISI 4140	Ø72x100	7.03	33.8	\$ 237.61
61	98	BASE REDUCTOR	2	10.0486.0033.01.40	ASTM A36	UPN 100x8x500	10.6	1.43	\$ 15.16
62	99	CIERRE CABEZAL	2	10.0486.0033.01.33	ASTM A36	241x50x10	1.89	1.1	\$ 2.08
63	100	PLACA DE ANCLAJE	4	10.0486.0033.01.63	ASTM A36	92x42x12	1.46	1.1	\$ 1.61
		TOTAL					2446.25 Kg		\$ 13,615.43

4.4.7 COSTO DE MAQUINADO (USD)												
Nº	REF	DENOMINACION	CA NT.	NORMA	MATERIAL	DIM. BRUTAS (mm)	TORN O	FRESA DORA	TALA DRO	RECTIFIC ADO	CEMENT ADO	TOTAL (USD)
1	5	PLACA BASE CABEZAL	2	10.0486.0033.01.35	ASTM A36	500x503x19			\$ 1.66			\$ 1.66
2	7	CABEZAL ESPIRALADOR	2	10.0486.0033.01.27	ASTM A36	UPN 100x8x2706			\$ 4.16			\$ 8.33
3	8	BOCÍN	2	10.0486.0033.01.44	147 M	Ø280x500	\$ 1.38		\$ 1.68			\$ 6.12
4	11	RODILLO DE ARRASTRE	4	10.0486.0033.01.01	ASTM A569	Ø274x305	\$ 4.25					\$ 17.00
5	12	EJE ESPIRALADOR	1	10.0486.0033.01.03	147 M	Ø180X2510				\$ 150.00	\$ 1,777.75	\$ 1,927.75
6	13	EJE DE POTENCIA	1	10.0486.0033.01.02	AISI 1045	Ø70x560	\$ 12.75	\$ 14.30		\$ 18.87		\$ 45.92
7	14	ROTACION RODILLOS	2	10.0486.0033.01.10	AISI 1045	Ø60x175	\$ 13.25	\$ 18.36	\$ 5.60	\$ 15.20		\$ 104.82
8	18	BOCÍN 2	2	10.0486.0033.01.45	AISI 4140	Ø110x60	\$ 5.25		\$ 3.00			\$ 16.50
9	19	BRIDA	4	10.0486.0033.01.09	ASTM A36	Ø170x19	\$ 20.00		\$ 12.30			\$ 129.20
10	22	BASE DE RODILLO	2	10.0486.0033.01.22	ASTM A36	UPN 100x8x1675			\$ 3.25			\$ 6.50
11	23	BASE EJE DE POTENCIA	2	10.0486.0033.01.20	ASTM A36	UPN 100x8x1100		\$ 6.25				\$ 12.50
12	28	SOPORTE RODILLO	2	10.0486.0033.01.38	ASTM A36	UPN 100x8x837		\$ 25.00				\$ 50.00
13	30	BASE RODAMIENTO AXIAL	4	10.0486.0033.01.46	AISI 1045	Ø150x19	\$ 15.32		\$ 10.20			\$ 102.08
14	31	RUEDA DENTADA CONICA 2	2	10.0486.0033.01.47	AISI 3115	Ø215x80	\$ 12.30	\$ 52.45			\$ 148.20	\$ 425.90
15	32	EJE DE RODILLOS	4	10.0486.0033.01.42	AISI 1045	Ø65x1020	\$ 32.20	\$ 12.50		\$ 40.00		\$ 338.80
16	33	BASE RODILLO2	2	10.0486.0033.01.48	ASTM A36	UPN 100x8x1675		\$ 41.36				\$ 82.72
17	35	TAPA1	2	10.0486.0033.01.12	ASTM A36	346x346x10			\$ 15.75			\$ 31.50
18	36	TUERCA DE POTENCIA	4	10.0486.0033.01.49	AISI 1045	Ø90x80	\$ 17.45		\$ 10.23	\$ 25.30		\$ 211.92
19	37	SOPORTE VERTICAL DE RODILLO	4	10.0486.0033.01.50	ASTM A36	UPN 100x8x1675			\$ 6.50			\$ 26.00

20	39	TORNILLO DE POTENCIA	2	10.0486.0033.01.43	AISI 1045	Ø25x2000	\$ 32.00	\$ 12.50		\$ 26.42		\$ 141.84
21	41	EJE CHUMACERA	2	10.0486.0033.01.41	AISI 4140	Ø65x75	\$ 10.56		\$ 1.20	\$ 15.23		\$ 53.98
22	43	PLACA FIJACION CARDAN	6	10.0486.0033.01.30	ASTM A36	175x175x12.7			\$ 18.52			\$ 111.12
23	47	FIJACION DE BRIDA	4	10.0486.0033.01.08	ASTM A36	132x83x10	\$ 32.56		\$ 1.20			\$ 135.04
24	49	EJE DE RUEDAS CONICAS	6	10.0486.0033.01.07	AISI 4140	Ø65x130	\$ 43.52	\$ 23.24	\$ 2.23	\$ 25.32		\$ 565.86
25	51	MANZANA	8	10.0486.0033.01.16	AISI 1045	Ø155x40	\$ 22.50			\$ 15.20		\$ 301.60
26	53	TAPA 3	4	10.0486.0033.01.14	ASTM A36	346x279x10				\$ 12.00		\$ 48.00
27	54	MANZANA RODILLO	8	10.0486.0033.01.51	AISI 4140	Ø115x60	\$ 12.25			\$ 10.20		\$ 179.60
28	56	TAPA RODILLO	8	10.0486.0033.01.52	ASTM A36	Ø275x10	\$ 8.26					\$ 66.08
29	57	PLACA DE FIJACION	8	10.0486.0033.01.53	ASTM A36	100x50x12.7		\$ 15.20	\$ 3.10			\$ 146.40
30	63	TAPA2	2	10.0486.0033.01.13	ASTM A36	346x346x10			\$ 6.23			\$ 12.46
31	68	RUEDA DENTADA CONICA	10	10.0486.0033.01.04	AISI 3115	Ø215x80	\$ 12.30	\$ 52.45			\$ 148.20	\$ 2,129.50
32	69	FIJADOR TAPAS	16	10.0486.0033.01.34	St 33	230x20X20			\$ 3.25			\$ 52.00
33	70	TAPA4	4	10.0486.0033.01.15	ASTM A36	326x279x10			\$ 12.00			\$ 48.00
34	79	NERVIO BASE CHUMACERA	4	10.0486.0033.01.19	ASTM A36	79x133x10			\$ 18.00			\$ 72.00
35	80	BASE HORIZONTAL CHUMACERA	4	10.0486.0033.01.18	ASTM A36	346x80x10		\$ 22.30				\$ 89.20
36	81	GUÍA DE RODILLO	8	10.0486.0033.01.54	ASTM A36	L50x50x6x175			\$ 5.00			\$ 40.00
37	84	SEPARADOR	2	10.0486.0033.01.61	BRONCE SAE 40	Ø92x45	\$ 14.23		\$ 1.25			\$ 30.96
38	85	EJE DE ESTRIADO	2	10.0486.0033.01.62	AISI 4140	Ø75x310	\$ 18.50	\$ 30.25		\$ 22.30		\$ 142.10
39	86	BASE HORIZONTAL CHUMACERA 2	4	10.0486.0033.01.56	ASTM A36	241x50x10		\$ 22.56				\$ 90.24
40	88	BASE VERTICAL CHUMACERA2	4	10.0486.0033.01.55	ASTM A36	241x164x10			\$ 5.25			\$ 21.00
41	89	GUÍA EJE DE RODILLO	2	10.0486.0033.01.58	ASTM A36	144x49x10		\$ 7.25				\$ 14.50

42	90	MANIJA	6	10.0486.0033.01.60	AISI 1045	Ø12x100	\$ 6.25			\$ 0.60		\$ 41.10
43	92	PERNO DE SUJECION	6	10.0486.0033.01.59	AISI 1045	Ø30x60	\$ 4.20	\$ 2.30		\$ 0.60		\$ 42.60
44	95	PLACA DE FIJACION CARDAN2	2	10.0486.0033.01.32	ASTM A36	Ø100x8	\$ 12.23	\$ 5.26	\$ 2.56			\$ 40.10
45	96	EJE DE RUEDA CONICA	2	10.0486.0033.01.31	AISI 4140	Ø72x100	\$ 35.80	\$ 18.56		\$ 25.00		\$ 158.72
46	98	CIERRE CABEZAL	2	10.0486.0033.01.33	ASTM A36	241x50x10		\$ 25.36		\$ 5.20		\$ 61.12
		TOTAL										\$ 8,380.34

4.4.8. COSTO TOTAL DE LA MAQUINA		
Nº	DESCRIPCION	COSTO TOTAL (USD)
1	Costo material	\$ 13,615.43
2	Costo de mecanizado	\$ 8,380.34
3	Costo de insumos	\$ 6,690.20
4	Soldadura	\$ 250.00
	TOTAL	\$ 28,935.97

El costo total de la espiraladora de tubos de cartón es de **veinte y ocho mil novecientos treinta y cinco dólares con noventa y siete centavos**, en el cual no se incluye impuestos como el IVA.

CONCLUSIONES.

- 1.** La máquina es de un nivel de diseño alto y fue en su totalidad diseñada sin contar con prototipos.
- 2.** El diseño de la máquina espiraladora permite optimizar el proceso de elaboración de tubos de cartón de diámetros de 4 a 7 pulgadas para las empresas cartoneras.
- 3.** La investigación bibliográfica permitió disponer de amplia información científica y técnica sobre los procesos mecánicos empleados para la fabricación de tubos de cartón.
- 4.** Para que la máquina tenga una eficiencia óptima es importante que en el diseño y fabricación se consideren las normas INEN, ISO, ASTM y DIN vigentes.
- 5.** Para el diseño de la máquina se consideró el tamaño, resistencia, alcance, postura, fuerza, potencia y control humano, características que permiten una operación cómoda sin mayores riesgos para el operario.
- 6.** Los tubos de cartón no tiene norma INEN, en virtud que la mayoría de materia prima utilizada para este proceso son tiras de cartón sobrantes y esto fue una dificultad para el diseño de la máquina.

RECOMENDACIONES.

1. Construir la máquina espiraladora para optimizar los procesos de la elaboración de tubos de las empresas cartoneras, tomando como fundamento las fases del diseño (Necesidad, definición del problema, síntesis, análisis, evaluación y presentación) desarrolladas en la presente tesis.
2. En virtud que la máquina fue espiraladora fue diseñada aplicando las normas INEN, ISO, ASTM y DIN actualizadas, el operario puede reemplazar piezas sin mayor problema.
3. En la máquina espiraladora se pueden adaptar fácilmente otros ejes espiraladores de menor diámetro para tubos de cartón más pequeños, lo que la hace más eficiente.
4. El mantenimiento de la máquina es básico, en virtud que no lleva partes mecánicas muy complejas. El sistema de ruedas dentadas cónicas necesitarán de aceite SAE 1040 para transmisiones.

GLOSARIO.

Aleación.

Sustancia con propiedades metálicas compuesta por dos o más elementos químicos de los cuales al menos uno es un metal.

Bastidor.

Estructura que soporta los mecanismos de una máquina y donde se sujetan las diversas piezas y demás elementos.

Chumacera.

Un tipo de cojinete deslizante teniendo movimiento ya sea oscilatorio o rotatorio en conjunto con el muñón con el que opera.

Densidad.

Es la relación entre el peso de un elemento y el volumen que ocupa.

Desgaste.

La pérdida de material de la superficie como resultado de una acción mecánica.

Diferencial.

Sistema de engranajes en el conjunto de transmisión final de un vehículo que transmite torsión a las ruedas sin considerar si el vehículo se está moviendo en línea recta o si está girando. El diferencial permite que las ruedas giren a diferentes velocidades mientras proporciona una torsión uniforme. En ocasiones, pueden bloquearse para facilitar ciertas maniobras.

Ergonomía.

Parte de la ciencia que estudia la relación del cuerpo humano con el medio ambiente que le rodea.

Fundición gris.

Forma más común del hierro fundido utilizado principalmente en fundiciones. La fractura es de color gris oscuro, siendo utilizada para bancadas, bases, etc.

Junta.

Componente que hace estanca la unión entre dos piezas evitando el escape, goteo o caída, del líquido o gas contenido en su interior.

Mantenimiento.

Tareas necesarias para que un equipo sea conservado o restaurado de manera que pueda permanecer de acuerdo con una condición especificada.

Máquina.

Artificio o conjunto de aparatos combinados para recibir cierta forma de energía, transformarla y restituirla en otra más adecuada o para producir un efecto determinado.

Mecanizado.

Proceso de fabricación con torno, fresadora u otra máquina herramienta, en el cual se construye una pieza partiendo de un bloque metálico.

Potencia.

Cantidad de trabajo realizada en una unidad de tiempo. La potencia de un motor se mide en caballos de vapor (CV) o en kilovatios (Kw) en el sistema internacional.

Reductor.

Un conector que tiene un tamaño menor de línea en un lado que en el otro.

Rodamiento.

Elemento antifricción que contiene elementos rodantes en la forma de bolas o rodillos, Un soporte o guía en la que una flecha o eje es posicionado, con respecto a las otras partes de un mecanismo.

Templado.

Proceso de recalentamiento de un acero templado hasta alcanzar una temperatura inferior a la de transformación para después enfriarlo al ritmo que se desee, con el fin de cambiar sus características físicas.

Viscosidad.

Medida de la resistencia de un líquido a fluir. La medida común métrica de la viscosidad absoluta es el Poise, que es definido como la fuerza necesaria para mover un centímetro cuadrado de área sobre una superficie paralela a la velocidad de 1 cm. por segundo, con las superficies separadas por una película lubricante de 1 cm. de espesor.

BIBLIOGRAFÍA.

- AISC - *Manual of Steel Contruction LRFD 2nd Ed.*
- A.W. Wallin, “**Efficiecy of Synchrinous Gelts and V-Belts**”, Porc. Nat. Conf. Power Transmission, vol.5, Illinois Institute of Technology, Chicago, 1978.
- BRUINS, D.H. **Máquinas Herramientas Tomo II**. 1 ed. Alemania. URMO. 1962.
- BOHMAN, Ivan. Empresa Ivan Bohman. Quito-Ecuador. 2009.
- CHRISTIANI, Konstanz. **Colección de Fórmulas**. 1 ed. Alemania. GTZ. 1988.
- CRAIG, Roy. **Mecánica de Materiales**. 2 ed. México. Cecs. 2002.
- DEUTSCHE, Gesellschaft. **Matemática Aplicada para la Técnica Mecánica**. 1 ed. Alemania. GTZ. 1985.
- GIECK, Kurt. **Manual de Fórmulas Técnicas**. 30 ed. México D.F. Alfaomega, 2000.
- GILER EUETT, Liu. **Mecánica de Fluidos e Hidráulica**, Mc Graw Hill.
- GOMEZ, Sergio. **SolidWorks, Office Professional**. 3 ed. México D.F.: Alfaomega, 2008.
- HALL.A.S, HOLOWENCO.A.R., **Diseño de Maquinas: Teoría y 320 problemas resueltos**. Mc Graw Hill, 1988.
- JENSEN, Cecil. **Dibujo y Diseño en Ingeniería**.6 ed. México D.F. McGraw-Hill. 2006.
- LARBURU, Nicolás. **Máquinas Prontuario**. 7 ed. Madrid. Paraninfo. 1995.

- MOTT, Robert. **Diseño de Elementos de Máquinas**. 4 ed. México: Pearson Educación, 2006.
- NASH, William A. **Resistencia de Materiales**. 2 ed. México D.F. McGraw-Hill. 1995.
- NAYLER, J.L. **Diccionario de Ingeniería Mecánica**. 2 ed. Barcelona. Grijalbo. 1986.
- NORTON, Robert. **Diseño de Máquinas**. 4 ed. México D.F. Pearson, 2009.
- SHIGLEY, Joseph E. **Diseño en Ingeniería Mecánica**. 6 ed. Mexico D.F. McGraw-Hill. 2002.
- SMITH, William. **Fundamentos de la Ciencia e Ingeniería de Materiales**, 3 ed. Madrid. McGraw-Hill. 2003.
- SINGER, Ferdinand L. **Resistencia de Materiales**. 3 ed. México: Harla S.A. 1982.
- T. C. Firbank, **Mechanics of the Flet Belt Drive**, ASME.
- TUFIÑO, Diego. **Triturador Compacto de Papel con Capacidad de 50Kg/h**. UPS. T 621-T 914.

Sitios WEB.

- http://www.papelnet.cl/productos_papel/tubos_espiralicos.htm
- <http://www.todopetardos.com/piroteca-tp/tubos-de-papel-42/>
- <http://limpiandolatierra.blogspot.com/2007/06/los-tubos-de-los-rollos-de-papel.html>
- <http://www.kompass.es/anuario-producto-empresa/tubos-de-papel-y-carton-actividad-27780.html>
- <http://www.toolingu.com/definition-501210-90705-trabajo-en-caliente.html>
- <http://www.sumindu.com/especificaciones/20-%20Tubo%20Mecanico.pdf>
- <http://www.pegaforte.com/>
- <http://prova.pimec.cat/dinamica/repositori/documents/.../es/poleatrapecial.pdf>
- <http://www.weg.net/>
- <http://www.mgindustrial.net/>
- <http://www.directindustry.es/.../cardanes-arboles-de-transmision-L-371.html>
- http://pdf.directindustry.es/.../14993-22433-_10.html
- <http://sistelesa.com/pdf/Siemens-Catalogo2010b.pdf>
- <http://www.martinsprocket.com/PDF/shafttable.pdf>

ANEXOS.

ANEXO 1.
CRONOGRAMA DE ACTIVIDADES.

Id	ACTIVIDAD	AÑO	2009												2010												2011																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																	
		MES	octubre				noviembre				diciembre				enero				febrero				marzo				abril				mayo				junio				julio				agosto				septiembre				octubre				noviembre				diciembre				enero				febrero				marzo				abril				mayo																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																													
		SEMANA	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																		
1	Denuncia de tema																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																											</

ANEXO 2.

PLANOS

ANEXO 3.

BARRA PERFORADA 147M PARA EL EJE ESPIRALADOR



147M Barra perforada

GENERALIDADES: Nuestra barra perforada proviene de las acerías Vallourec & Mannesman, de Francia, principales productores europeos de barras perforada de alta calidad. El tubo mecánico que importamos es analizado con precisión y posee un bajo contenido de inclusiones no-metálicas que permiten obtener:

- Elevada y uniforme capacidad de maquinado.
- Elevada resistencia a la fatiga.
- Propiedades uniformes de tratamineto térmico.
- Bajo peso por metro.

Acero microaleado de alta resistencia para aplicaciones más exigentes. A pesar de su alta resistencia, este acero puede ser mecanizado y soldado fácilmente con soldadura AWS E-7018.

Puede también ser cementado, templado y sometido a revenido.

ANÁLISIS TÍPICO %

	C	Si	Mn	V
147M	0.18	0.30	1.50	0.80

EQUIVALENCIAS

AFNOR	20MnV6
DIN	St E-460
ASTM	A381

PROPIEDADES MECÁNICAS

Barra perforada 147M	
Esfuerzo de cedencia, kg/mm ²	44-48
Resistencia a la tracción, kg/mm ²	63-66
Elongación, A5	20
Reducción de área, Z	63
Dureza de suministro, HB	215

MEDIDAS EN STOCK

APLICACIONES:

La barra perforada se puede utilizar en la fabricación de bocines, pistas para empatar funda de eje trasero de los automóviles, columnas de taladros, ejes estriados huecos, anillos, etc.

TRATAMIENTO TÉRMICO:

Normalizado: 900-920°C. Enfriamiento al aire.
 Alivio de tensiones: 550-600°C Mantenimiento durante 2 horas. Luego enfriamiento en el horno o al aire libre.
 Temple y revenido: 900-920°C en agua y luego revenido a 500°C por una hora.
 Cementación: 850-950°C.
 Temperatura de endurecimiento 780-830°C.
 Enfriamiento en aceite.
 Dureza logradas: 58-60HRC
 Revenido: Entre 150 y 120°C.

mm	PESO APROX. Kg/m	mm	PESO APROX. Kg/m
32x16	4.9	95x95	34.8
32x20	4.0	95x63	31.8
36x16	6.6	95x67	28.6
36x20	5.7	100x56	42.9
40x20	7.6	100x63	38.9
45x20	10.3	100x80	23.0
50x25	12.1	106x56	51.7
50x32	9.7	106x63	46.0
50x36	7.9	106x80	31.0
56x28	15.2	112x63	54.9
63x32	18.7	112x80	39.7
63x40	15.1	112x90	30.0
71x36	23.7	118x63	63.6
71x45	19.5	118x80	47.9
71x56	12.8	125x71	66.8
75x40	25.7	125x90	47.9
75x45	22.7	132x71	79.1
75x50	19.7	132x106	40.5
80x40	30.6	140x80	84.6
80x45	28.0	150x80	102.8
80x50	24.6	160x90	112.1
85x45	32.6	170x118	97.4
85x55	27.1	180x125	109.4
90x56	31.2	200x140	133.9
95x50	41.6	250x180	197.3

ANEXO 4.

PROPIEDADES FÍSICAS DEL CARTÓN.¹⁹²

¹⁹² TUFÍÑO Diego, Diseño de un triturador compacto de papel con capacidad de 50Kg/h, UPS, 2006, código T 621 T 914

ANEXO 5.
PROPIEDADES DE LAS CORREAS PLANAS¹⁹³

¹⁹³ *Shigley's Mechanical Engineering Design, Eighth Edition. Mc Graw Hill, p. 869.*

Table 17-2Properties of Some Flat and Round-Belt Materials. (Diameter = d , thickness = t , width = w)

Material	Specification	Size, in	Minimum Pulley Diameter, in	Allowable Tension per Unit Width at 600 ft/min, lbf/in	Specific Weight, lbf/in ³	Coefficient of Friction
Leather	1 ply	$t = \frac{11}{64}$	3	30	0.035–0.045	0.4
		$t = \frac{13}{64}$	$3\frac{1}{2}$	33	0.035–0.045	0.4
	2 ply	$t = \frac{18}{64}$	$4\frac{1}{2}$	41	0.035–0.045	0.4
		$t = \frac{20}{64}$	6 ^a	50	0.035–0.045	0.4
		$t = \frac{23}{64}$	9 ^a	60	0.035–0.045	0.4
Polyamide ^b	F-0 ^c	$t = 0.03$	0.60	10	0.035	0.5
	F-1 ^c	$t = 0.05$	1.0	35	0.035	0.5
	F-2 ^c	$t = 0.07$	2.4	60	0.051	0.5
	A-2 ^c	$t = 0.11$	2.4	60	0.037	0.8
	A-3 ^c	$t = 0.13$	4.3	100	0.042	0.8
	A-4 ^c	$t = 0.20$	9.5	175	0.039	0.8
	A-5 ^c	$t = 0.25$	13.5	275	0.039	0.8
Urethane ^d	$w = 0.50$	$t = 0.062$	See	5.2 ^e	0.038–0.045	0.7
	$w = 0.75$	$t = 0.078$	Table	9.8 ^e	0.038–0.045	0.7
	$w = 1.25$	$t = 0.090$	17–3	18.9 ^e	0.038–0.045	0.7
	Round	$d = \frac{1}{4}$	See	8.3 ^e	0.038–0.045	0.7
		$d = \frac{3}{8}$	Table	18.6 ^e	0.038–0.045	0.7
		$d = \frac{1}{2}$	17–3	33.0 ^e	0.038–0.045	0.7
		$d = \frac{3}{4}$		74.3 ^e	0.038–0.045	0.7

^aAdd 2 in to pulley size for belts 8 in wide or more.^bSource: *Habasit Engineering Manual*, Habasit Belting, Inc., Chamblee (Atlanta), Ga.^cFriction cover of acrylonitrile-butadiene rubber on both sides.^dSource: Eagle Belting Co., Des Plaines, Ill.^eAt 6% elongation; 12% is maximum allowable value.

ANEXO 6.
ADHESIVO PARA PEGAR CARTÓN

PEGAFORTE
ADHESIVO PARA
CARTÓN
525-23100-000

INFORMACIÓN TÉCNICA

ADHESIVOS INDUSTRIALES



Descripción

El adhesivo para Cartón, 23100-000, ha sido desarrollado para la industria empaquera, cartonera y de corrugado de papel. Este producto ofrece una viscosidad ideal para una alta penetración del poro de papel y una excelente adherencia; así como un secado rápido. Este producto cumple con la normas de Grupo Alimenticio, y puede ser aplicado de forma manual o por equipo de inyección.

El Adhesivo para Cartón 23100-000, es un producto fabricado bajo certificación ambiental ISO 14001 y certificación de calidad ISO 9001.

Método de Aplicación

Preparación de la Superficie

Antes de aplicar el Adhesivo, el cartón o papel no deberán contener más de un 7-9% de humedad. La superficie debe estar libre de grasa, aceite, polvo o cualquier otro contaminante.

Aplicación

Una vez preparadas las superficies a pegar, pueden ser aplicadas con brocha, rodillo o en equipo de inyección.

Tiempo de Secado

Tiempo de secado en máquina de inyección es de un máximo de 10 segundos. Si es aplicado con rodillo, sometiendo presión a la pieza aplicada, el tiempo de secado del producto es de +/- 20 segundos (dependiendo de condiciones ambientales y de aplicación); alcanzando un grado máximo de adherencia en 1 - 3 minutos.

Propiedades Físicas

Propiedad	Valor
Apariencia	Líquido (lechoso)
Viscosidad	1000 - 2000 cps
Densidad	1.06
Sólidos por volumen	48%
Sólidos por peso	44%
Peso por galón (kg)	3.95 - 4.15
PH	4 - 5 (máximo)
Tiempo de secado	10 segundos (inyección)

Dilución

No tiene dilución (producto listo para usar)

Presentaciones

Cubeta - 18.925 litros
Tote-tank - 1000 kilos

Salud y Seguridad

Para un uso seguro de este producto, solicite la hoja de seguridad (MSDS.) del mismo.

Recomendaciones de Almacenamiento

Mantener en lugares ventilados, bajo techo, en envase original y bien tapado. Evite contacto con luz solar o altas temperaturas. Al cumplirse la fecha de vencimiento, este producto pierde sus propiedades de adherencia; necesariamente debe de ser consumido según fecha indicada en la etiqueta del envase.

Los productos descritos son de uso profesional, para ser aplicados por personal entrenado y usando equipo apropiado incluyendo protección respiratoria. Los productos deben usarse según instrucciones y datos técnicos. La información suministrada es una guía de referencia del producto evaluado a nuestro leal saber y entender. Es responsabilidad del cliente hacer sus pruebas, para comprobar la idoneidad del producto en sus aplicaciones particulares. SUR QUIMICA, S.A. se reserva el derecho de modificar dicha información en el momento que considere pertinente.

Enero 2010

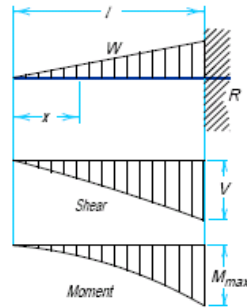
ANEXO 7. RESUMEN DE VIGAS CARGADAS¹⁹⁴

¹⁹⁴ AISC. Load & resistance factor design 2 ed. USA. 1994. p. 4-194.

BEAM DIAGRAMS AND FORMULAS For Various Static Loading Conditions

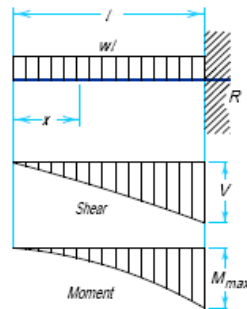
For meaning of symbols, see [page 4-187](#)

18. CANTILEVER BEAM—LOAD INCREASING UNIFORMLY TO FIXED END



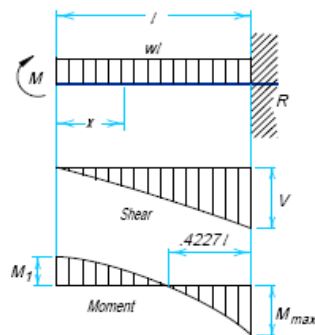
$$\begin{aligned}
 \text{Total Equiv. Uniform Load} &= \frac{8}{3}W \\
 R = V &= W \\
 V_x &= W \frac{x^2}{l^2} \\
 M_{\max} \text{ (at fixed end)} &= \frac{Wl}{3} \\
 M_x &= \frac{Wx^3}{3l^2} \\
 \Delta_{\max} \text{ (at free end)} &= \frac{Wl^3}{15EI} \\
 \Delta_x &= \frac{W}{60EI^2} (x^5 - 5l^4x + 4l^5)
 \end{aligned}$$

19. CANTILEVER BEAM—UNIFORMLY DISTRIBUTED LOAD



$$\begin{aligned}
 \text{Total Equiv. Uniform Load} &= 4wl \\
 R = V &= wl \\
 V_x &= wx \\
 M_{\max} \text{ (at fixed end)} &= \frac{wl^2}{2} \\
 M_x &= \frac{wx^2}{2} \\
 \Delta_{\max} \text{ (at free end)} &= \frac{wl^4}{8EI} \\
 \Delta_x &= \frac{w}{24EI} (x^4 - 4l^3x + 3l^4)
 \end{aligned}$$

20. BEAM FIXED AT ONE END, FREE TO DEFLECT VERTICALLY BUT NOT ROTATE AT OTHER—UNIFORMLY DISTRIBUTED LOAD

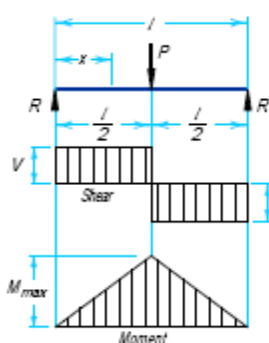


$$\begin{aligned}
 \text{Total Equiv. Uniform Load} &= \frac{8}{3}wl \\
 R = V &= wl \\
 V_x &= wx \\
 M_{\max} \text{ (at fixed end)} &= \frac{wl^2}{3} \\
 M_x &= \frac{w}{6} (l^2 - 3x^2) \\
 \Delta_{\max} \text{ (at deflected end)} &= \frac{wl^4}{24EI} \\
 \Delta_x &= \frac{w(l^2 - x^2)^2}{24EI}
 \end{aligned}$$

BEAM DIAGRAMS AND FORMULAS For Various Static Loading Conditions

For meaning of symbols, see [page 4-187](#)

7. SIMPLE BEAM—CONCENTRATED LOAD AT CENTER



$$\text{Total Equiv. Uniform Load} \dots\dots\dots = 2P$$

$$R = V \dots\dots\dots = \frac{P}{2}$$

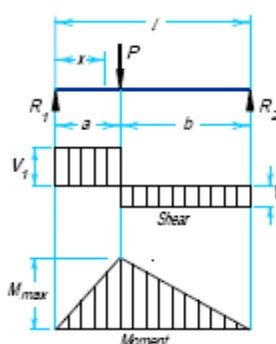
$$M_{\max} \text{ (at point of load)} \dots\dots\dots = \frac{Pl}{4}$$

$$M_x \text{ (when } x < \frac{l}{2}) \dots\dots\dots = \frac{Px}{2}$$

$$\Delta_{\max} \text{ (at point of load)} \dots\dots\dots = \frac{pl^3}{48EI}$$

$$\Delta_x \text{ (when } x < \frac{l}{2}) \dots\dots\dots = \frac{Px}{48EI} (3l^2 - 4x^2)$$

8. SIMPLE BEAM—CONCENTRATED LOAD AT ANY POINT



$$\text{Total Equiv. Uniform Load} \dots\dots\dots = \frac{8Pab}{l^2}$$

$$R_1 = V_1 \text{ (max when } a < b) \dots\dots\dots = \frac{Pb}{l}$$

$$R_2 = V_2 \text{ (max when } a > b) \dots\dots\dots = \frac{Pa}{l}$$

$$M_{\max} \text{ (at point of load)} \dots\dots\dots = \frac{Pab}{l}$$

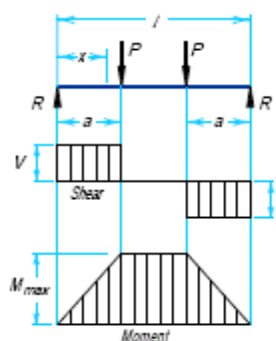
$$M_x \text{ (when } x < a) \dots\dots\dots = \frac{Pbx}{l}$$

$$\Delta_{\max} \left(\text{at } x = \sqrt{\frac{a(a+2b)}{3}} \text{ when } a > b \right) \dots\dots\dots = \frac{Pab(a+2b)\sqrt{3a(a+2b)}}{27EI}$$

$$\Delta_a \text{ (at point of load)} \dots\dots\dots = \frac{Pa^2b^2}{3EI}$$

$$\Delta_x \text{ (when } x < a) \dots\dots\dots = \frac{Pbx}{6EI} (l^2 - b^2 - x^2)$$

9. SIMPLE BEAM—TWO EQUAL CONCENTRATED LOADS SYMMETRICALLY PLACED



$$\text{Total Equiv. Uniform Load} \dots\dots\dots = \frac{8Pa}{l}$$

$$R = V \dots\dots\dots = P$$

$$M_{\max} \text{ (between loads)} \dots\dots\dots = Pa$$

$$M_x \text{ (when } x < a) \dots\dots\dots = Px$$

$$\Delta_{\max} \text{ (at center)} \dots\dots\dots = \frac{Pa}{24EI} (3l^2 - 4a^2)$$

$$\Delta_x \text{ (when } x < a) \dots\dots\dots = \frac{Px}{6EI} (3la - 3a^2 - x^2)$$

$$\Delta_x \text{ (when } x > a \text{ and } < (l-a)) \dots\dots\dots = \frac{Pa}{6EI} (3lx - 3x^2 - a^2)$$

ANEXO 8.
TABLA DE COMPARACIÓN DE MATERIALES.

MATERIAL	VENTAJAS	DESVENTAJAS	EQUIVALENCIAS	DATOS TÉCNICOS
Fundición gris	<ul style="list-style-type: none"> Fácil de maquinar Alta capacidad de templado. Alta amortiguación a vibraciones. 	<ul style="list-style-type: none"> Es quebradizo Baja resistencia a la tracción. 	<ul style="list-style-type: none"> N/A 	<ul style="list-style-type: none"> Resistencia a la tensión = $62500 \frac{\text{lbs}}{\text{pulg}^2}$. Resistencia a la compresión = $187500 \frac{\text{lbs}}{\text{pulg}^2}$ Resistencia torsional = $187500 \frac{\text{lbs}}{\text{pulg}^2}$ Módulo de elasticidad = $24 \text{ a } 28 \times 10^6 \frac{\text{lbs}}{\text{pulg}^2}$
Acero de cementación (acero suave C. 0.17%)	Fabricación de bielas y engranajes sometidos a cargas dinámicas y desgaste mecánico.		<ul style="list-style-type: none"> AISI 8620 BOEHLER E 410 PAG. 123-124 	<ul style="list-style-type: none"> Módulo de elasticidad = $210 \times 10^3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$. Densidad = $7.85 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3}$. Resistencia mecánica = $38 - 48 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$ Dureza = 100 – 135 HB
Acero para construcción mecánica bonificado (acero semiduro C. 0.41%)	<p>Árboles de transmisión, ejes y bielas.</p> <p>Ejes, bielas, árboles de transmisión, engranajes de temple por llama y tornillería de alta resistencia.</p>		<ul style="list-style-type: none"> AISI 4140 BOEHLER V320 PAG. 125-126 BOHMAN PAG. 29-30 	<ul style="list-style-type: none"> Módulo de elasticidad = $210 \times 10^3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$. Densidad = $7.85 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3}$. Resistencia mecánica = $62 - 70 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$ Dureza = 280 HB Con temple resistencia mecánica de $90 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$ Resistencia a la tracción en función del diámetro, tabla anexada. <ul style="list-style-type: none"> Resistencia ala tracción = $90 - 105 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$ Esfuerzo de cedencia = $70 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$ Dureza = 275 – 320 HB
Acero para construcción mecánica bonificado (acero semi suave C. 0.34%)	<p>Ejes para hélices, bielas, árboles de transmisión, ejes y árboles de volantes.</p> <p>Ejes, cardanes, cigüeñales, ejes de leva, tornillería de alta resistencia , árboles, ejes de transmisión de grandes dimensiones,</p>		<ul style="list-style-type: none"> AISI 4340 BOEHLER V155 PAG.129-130 BOHMAN 	<ul style="list-style-type: none"> Módulo de elasticidad = $210 \times 10^3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$. Densidad = $7.85 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3}$. Resistencia mecánica = $55 - 62 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$ Dureza = 150 – 170 HB Con temple resistencia mecánica de $80 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$ y dureza de 215 – 245 HB Resistencia a la tracción = $90 - 110 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$ Esfuerzo de cedencia = $70 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$ Dureza = 270 – 330 HB

	engranajes de temple por llama, barras de torsión, aplicaciones donde se requiere resistencia a la fatiga.		PAG. 27-28	
Acero para construcción mecánica recocido para bonificación o temple. (Acero semiduro C. 0.45%)	Ejes, partes de acople, árboles partes de árboles bielas y cremalleras. Piezas de pequeña sección y baja resistencia Pernos, chavetas, piezas de mediana resistencia automotriz, ejes.		<ul style="list-style-type: none"> • AISI 1045 • BOEHLER V495 PAG. 131.132 • BOHMAN PAG. 24-25 	<ul style="list-style-type: none"> • $Módulo de elasticidad = 210 \times 10^3 \frac{N}{mm^2}$. • $Densidad = 7.85 \frac{g}{cm^3}$. • $Resistencia\ mecánica = 62 - 70 \frac{kg}{mm^2}$ • $Dureza = 280\ HB$ • $Con\ temple\ resistencia\ mecánica\ de\ 90 \frac{kg}{mm^2}$ • $Resistencia\ a\ la\ tracción = 65 \frac{kg}{mm^2}$ • $Esfuerzo\ a\ la\ cedencia = 32 \frac{kg}{mm^2}$ • $Dureza = 220 - 235\ HB$
Acero de maquinaria para cementación (acero extra suave 0.15-0.18% C.)	Piñones, ejes estriados, cigüeñales, engranajes de reducción, cojinetes, tornillería con exigencia de dureza exterior. Aplicaciones de mediana resistencia mecánica expuesta a vibraciones.		<ul style="list-style-type: none"> • AISI 3115 PAG. 32 	<p>(Diámetro de 11mm)</p> <ul style="list-style-type: none"> • $Esfuerzo\ a\ la\ cedencia = min. 65 \frac{kg}{mm^2}$ • $Resistencia\ a\ la\ tracción = 100 - 135 \frac{kg}{mm^2}$ • $Dureza = 300 - 405\ HB$ <p>(Diámetro de 63mm)</p> <ul style="list-style-type: none"> • $Esfuerzo\ a\ la\ cedencia = 45 \frac{kg}{mm^2}$ • $Resistencia\ a\ la\ tracción = 70 - 100 \frac{kg}{mm^2}$ • $Dureza = 200 - 405\ HB$ <p>CONDICIONES BAJO CEMENTADO Y TEMPLADO A 820 GRADOS CELSIUS Y REVENIDO A 180 GRADOS CELSIUS</p>
Acero para ejes de	Cargas mecánicas no		<ul style="list-style-type: none"> • SAE 1018 	<ul style="list-style-type: none"> • $Esfuerzo\ a\ la\ cedencia = min. 31 \frac{kg}{mm^2}$

transmisión (acero extra suave 0.15-0.20% C.)	muy severas, pero con ciertos grados de tenacidad importantes como pernos, tuercas, piezas de máquinas pequeñas, ejes bujes pasadores y grapas.		PAG.37	<ul style="list-style-type: none"> • Resistencia a la tracción = $51 - 71 \frac{kg}{mm^2}$ • Dureza = 163 HB
---	---	--	--------	---

Detalle: Las letras escritas con **rojo** es la información de IVAN BOHMAN.

ANEXO 9.
FACTOR DE CORRECCIÓN DE POLEAS PLANAS.¹⁹⁵

¹⁹⁵ *Shigley's Mechanical Engineering Design, Eighth Edition. Mc Graw Hill, p. 870.*

Table 17-4Pulley Correction Factor C_p for Flat Belts*

Material	Small-Pulley Diameter, in					
	1.6 to 4	4.5 to 8	9 to 12.5	14, 16	18 to 31.5	Over 31.5
Leather	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
Polyamide, F-0	0.95	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
F-1	0.70	0.92	0.95	1.0	1.0	1.0
F-2	0.73	0.86	0.96	1.0	1.0	1.0
A-2	0.73	0.86	0.96	1.0	1.0	1.0
A-3	—	0.70	0.87	0.94	0.96	1.0
A-4	—	—	0.71	0.80	0.85	0.92
A-5	—	—	—	0.72	0.77	0.91

*Average values of C_p for the given ranges were approximated from curves in the *Habasit Engineering Manual*, Habasit Belting, Inc., Chamblee (Atlanta), Ga.

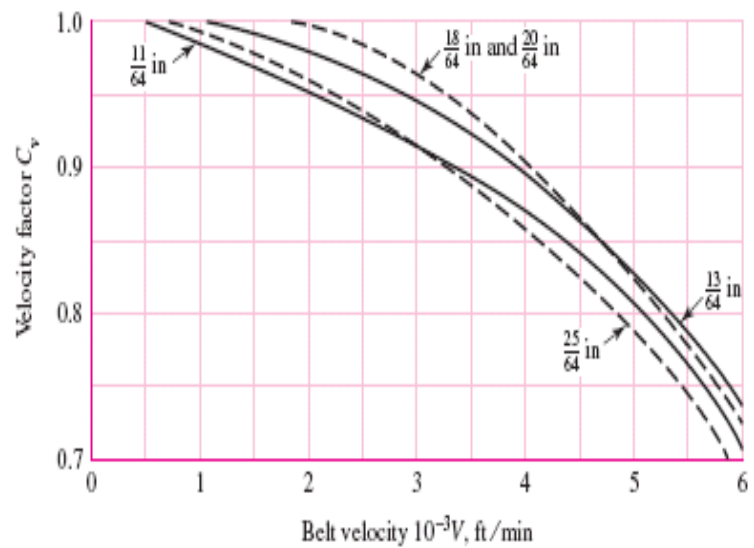
ANEXO 10.

**FACTOR DE CORRECCIÓN DE LA VELOCIDAD DE
POLEAS PLANAS.¹⁹⁶**

¹⁹⁶ *Shigley's Mechanical Engineering Design, Eighth Edition. Mc Graw Hill, p. 867.*

Figure 17-9

Velocity correction factor C_v for leather belts for various thicknesses. (Data source: Machinery's Handbook, 20th ed., Industrial Press, New York, 1976, p. 1047.)

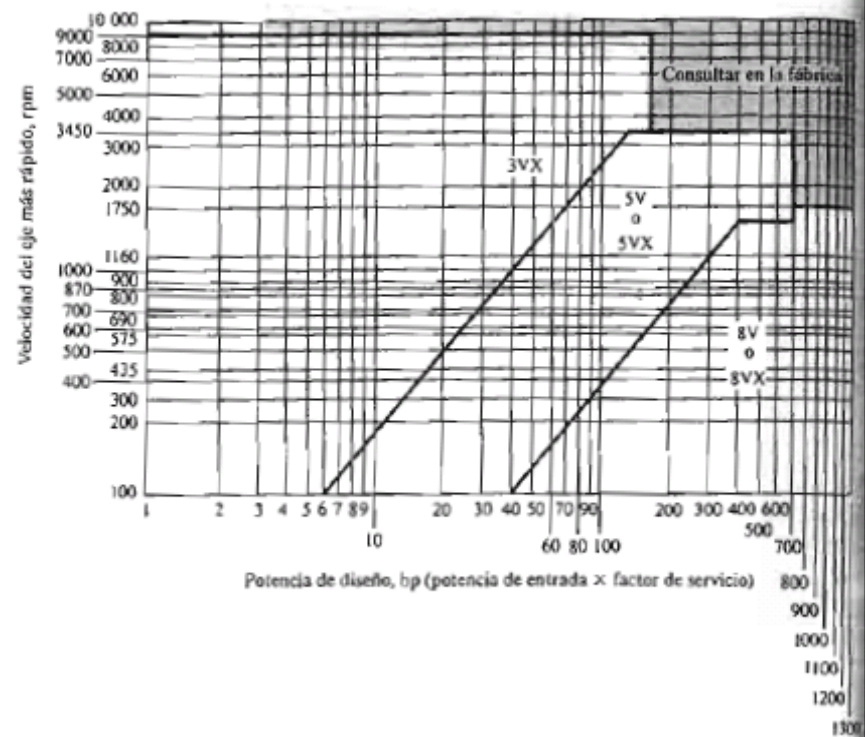


ANEXO 11.

SELECCIÓN DE BANDAS EN V DE SECCIÓN ANGOSTA¹⁹⁷

¹⁹⁷ MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México. Pearson Educación. 2006. p. 274.

FIGURA 7-9 Gráfica para la selección de bandas en V industriales de sección angosta (Dayco Corp., Dayton, OH)



ANEXO 12.

POLEAS EXISTENTES EN EL MERCADO.

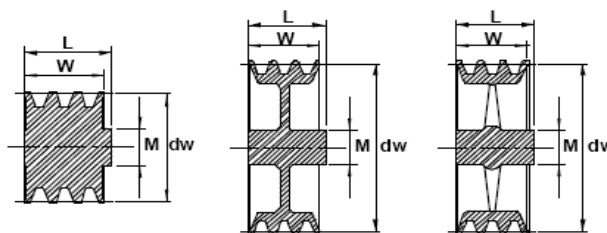
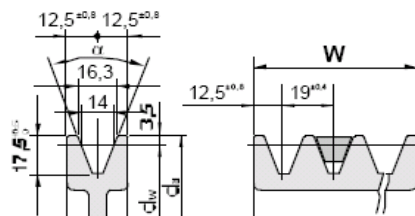
Polea Trapecial ciega

NORMAS: DIN2211-ISO4183



"PT" SPB / B / 5V

FIGURASYDIMENSIONES



P (maciza)

D (rebajada)

R (conrádios)

Material:
fundiciónDIN1691GG20-GG25
Tratamiento:
fosfatadasennegro

	dw≤190	dw>190	Nºcanales	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
α	34°	38°	W	25	44	63	82	101	120	139	158	177	196	215	234

Diametro primitivo	Nº canales	Figura	M (mm)	L (mm)	Diametro primitivo	Nº canales	Figura	M (mm)	L (mm)	Diametro primitivo	Nº canales	Figura	M (mm)	L (mm)	Diametro primitivo	Nº canales	Figura	M (mm)	L (mm)
60	1 2	P P	40 40	35 48	112	1 2 3 4 5	D D P P P	55 60 65 75 75	35 48 50 50 50	190	1 2 3 4 5 6	D D D D D D	65 68 70 88 88 104	40 50 50 60 70 70	355	2 3 4 5 6	3R 3R 3R 3R 3R 3R	88 96 96 104 120 120	60 60 65 75 90 90
71	1 2 3	P P P	45 45 45	35 48 67	118	1 2 3 4 5	D D P P P	55 60 75 75 75	35 48 50 50 50	200	1 2 3 4 5 6	D D D D D D	68 68 80 88 88 104	40 50 50 60 70 80	400	2 3 4 5 6	6R 6R 6R 6R 6R 6R	88 96 104 112 120 120	60 65 75 85 100 100
75	1 2 3	P P P	45 45 45	35 48 67	125	1 2 3 4 5 6	D D D D D P	55 60 65 75 75 80	35 48 50 50 50 60	212	1 2 3 4 5 6	D-6F D-6F D-6F D-6F D-6F D-6F	68 68 75 80 88 104	40 50 50 60 70 80	450	2 3 4 5 6	6R 6R 6R 6R 6R 6R	88 96 104 112 120 120	60 65 75 85 100 100
80	1 2 3 4 5	P P P P P	50 50 50 52 58	35 48 67 86 105	132	1 2 3 4 5 6	D D D D D D	60 65 75 80 80 80	35 48 50 50 60 60	224	1 2 3 4 5 6	D-6F D-6F D-6F D-6F D-6F D-6F	68 75 80 88 96 104	45 50 50 60 70 80	500	2 3 4 5 6	6R 6R 6R 6R 6R 6R	96 104 112 120 128 128	65 75 85 90 100 100
85	1 2 3 4 5	P P P P P	50 50 52 58 58	35 48 67 86 105	140	1 2 3 4 5 6	D D D D D D	60 65 75 80 80 80	35 48 50 50 60 60	236	1 2 3 4 5 6	D-6F D-6F D-6F D-6F D-6F D-6F	68 75 80 88 96 104	45 50 50 60 75 80	560	2 3 4 5 6	6R 6R 6R 6R 6R 6R	96 104 112 120 128 128	65 75 85 90 105 105
90	1 2 3 4 5	P P P P P	50 50 58 65 65	35 48 67 50 50	150	1 2 3 4 5 6	D D D D D D	60 65 75 80 80 88	40 50 50 60 60 60	250	1 2 3 4 5 6	3R 3R 3R 3R D-6F D-6F	70 75 88 96 104 104	45 50 60 65 75 80	630	2 3 4 5 6	6R 6R 6R 6R 6R 6R	104 120 128 145 145 145	75 90 105 115 115 115
95	1 2 3 4 5	P P P P P	52 55 58 65 65	35 48 67 50 50	160	1 2 3 4 5 6	D D D D D D	65 68 80 88 88 88	40 50 50 60 60 65	280	1 2 3 4 5 6	3R 3R 3R 3R 3R 3R	75 80 88 96 104 104	45 50 60 65 75 80	710	2 3 4 5 6	6R 6R 6R 6R 6R 6R	96 112 120 128 145 145	65 75 90 105 115 115
100	1 2 3 4 5	P P P P P	52 55 58 65 65	35 48 67 50 50	170	1 2 3 4 5 6	D D D D D D	65 68 80 88 88 104	40 50 50 60 60 65	300	1 2 3 4 5 6	3R 3R 3R 3R 3R 3R	75 80 88 96 104 104	50 50 60 65 75 80	800	2 3 4 5 6	6R 6R 6R 6R 6R 6R	104 120 128 145 145 145	70 90 105 115 115 115
105	1 2 3 4 5	D D P P P	50 55 65 65 75	35 48 50 50 50	180	1 2 3 4 5 6	D D D D D D	65 68 80 88 88 104	40 50 50 60 70 70	315	2 3 4 5 6	3R 3R 3R 3R 3R 3R	88 88 96 104 104 120	60 60 65 75 75 90					

VéasecorreasBX/Benpáginas???

Véasecorreas5VX/5Venpágina???

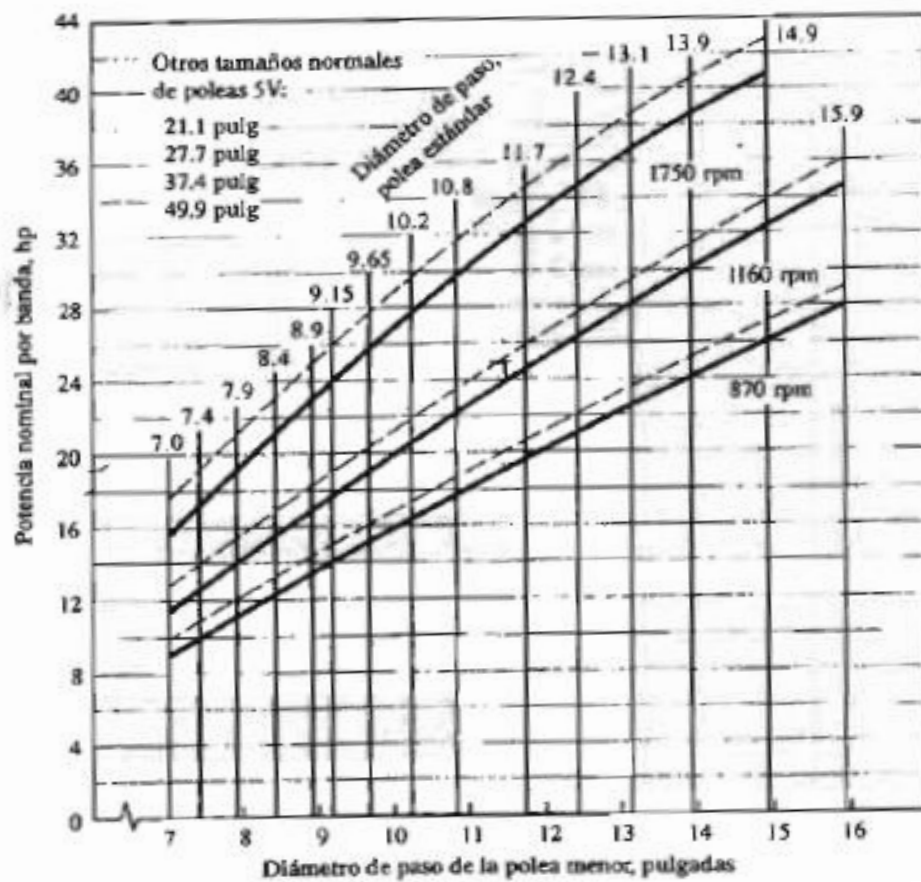
VéasecorreasSPB/SPB enpáginas???

DINAMICA Distribuciones, sa
BARCELONA-MADRID-BILBAO-OURENSE
Tel.:902 198131 - dinamica@dinamica.net - www.dinamica.net



ANEXO 13.
POTENCIA NOMINAL POR BANDA.¹⁹⁸

¹⁹⁸ MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México. Pearson Educación. 2006. p. 275.



Capacidades: bandas 5V

ANEXO 14.
LONGITUDES DE BANDAS ESTANDAR.¹⁹⁹

¹⁹⁹ MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México. Pearson Educación. 2006. p. 277.

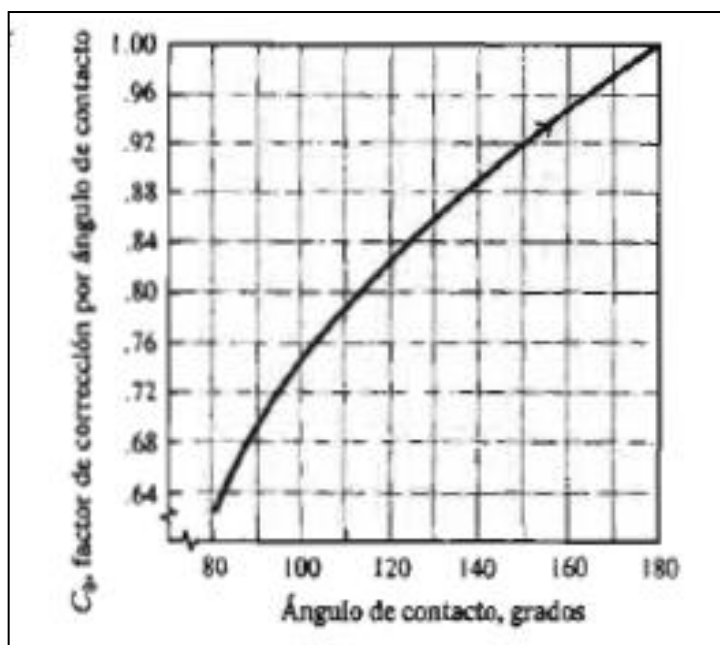
TABLA 7-2 Longitudes de bandas estándar 3V, 5V y 8V (pulgadas)

Sólo 3V	3V y 5V	3V, 5V y 8V	5V y 8V	Sólo 8V
25	50	100	150	375
26.5	53	106	160	400
28	56	112	170	425
30	60	118	180	450
31.5	63	125	190	475
33.5	67	132	200	500
35.5	71	140	212	
37.5	75		224	
40	80		236	
42.5	85		250	
45	90		265	
47.5	95		280	
			300	
			315	
165			335	

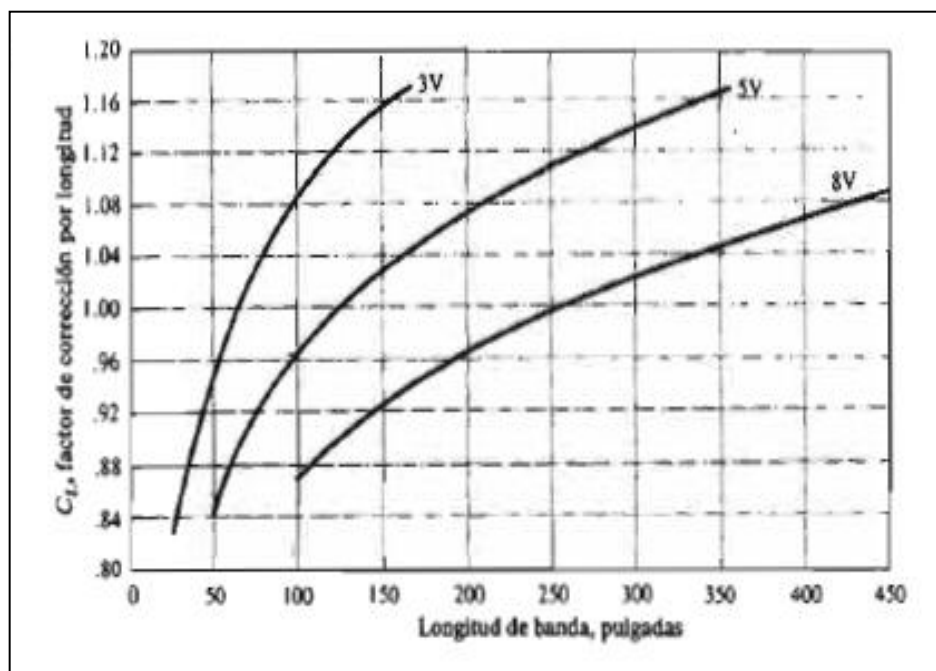
ANEXO 15.

FACTORES DE CORRECCIÓN PARA POLEAS TRAPECIALES.²⁰⁰

²⁰⁰ MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México. Pearson Educación. 2006. p. 277.



Factor de corrección por ángulo de contacto. C_0



Factor de corrección por longitud de banda. C_L

ANEXO 16.

MOTORES

Motores con rotor de jaula 1LG · Carcasa de fundición de hierro · Ejecución básica

Datos de selección y pedido

■ 60 Hz

Estos motores se pueden utilizar asimismo para 50 Hz como motores eff1 "High Efficiency", véanse páginas 3/16 y 3/17.

Para una descripción más detallada, véase "Aclaraciones técnicas", "Motores para el mercado norteamericano".

Poten- cia nomi- nal	Tama- ño	Referencia Complementos de la referencia para tensión y forma constr. en la tabla a pie de página	Valores de servicio a potencia nominal	Factor de po- tencia cos φ	Corrien- te no- minal a 460 V	Par no- minal	En conexión directa	relación entre	Clase de par	Momen- to de inercia J	Peso
HP			Veloci- dad no- minal	Rendi- miento η	A	Nm	par de arran- que y par no- minal	corrien- te de arran- que y corrien- te no- minal	par máximo y par nomi- nal	CL	aprox. kg
Motores de bajo consumo según EPACT, tipo de protección IP55											CC 032A
3600 min ⁻¹ , 2 polos, 60 Hz											
30 ●	180 M	1LG6 183-2AA ..	3560	93,6	0,88	34	60	2,7	7,9	3,7	160
40 ●	200 L	1LG6 206-2AA ..	3565	92,4	0,88	46	80	2,7	7,8	3,7	225
50 ●		1LG6 207-2AA ..	3565	92,4	0,89	57	100	2,8	7,8	3,7	255
60 ●	225 M	1LG6 223-2AA ..	3570	94,1	0,89	67	120	2,8	8,3	3,6	330
75 ●		1LG6 228-2AA .. ¹⁾	3570	94,1	0,90	83	150	3,3	8,7	3,7	390
75 ●	250 M	1LG6 253-2AA ..	3578	93,6	0,89	84	149	2,7	7,5	3,2	420
100 ●		1LG6 258-2AA .. ¹⁾	3580	94,1	0,89	112	199	2,8	8,4	3,5	470
100 ●	280 S	1LG6 280-2AB ..	3580	95,0	0,89	110	199	2,8	7,9	3,4	530
125 ●	280 M	1LG6 283-2AB ..	3580	95,0	0,90	136	249	2,9	8,3	3,4	615
150 ●		1LG6 288-2AA .. ¹⁾	3580	95,0	0,90	164	299	3,1	8,5	3,6	660
150 ●	315 S	1LG6 310-2AB ..	3585	94,5	0,91	164	298	2,6	7,5	3,1	790
175 ●	315 M	1LG6 313-2AB ..	3586	95,0	0,91	190	348	3,0	8,3	3,3	915
200 ●	315 L	1LG6 316-2AB ..	3588	95,4	0,91	215	397	3,0	8,4	3,5	1055
250 ●	315 L	1LG6 317-2AB ..	3588	95,4	0,93	265	496	3,2	8,6	3,4	1245
300 ●	315 L	1LG6 318-2AA .. ¹⁾	3591	95,4	0,92	320	595	4,1	10,0	3,9	1330
1800 min ⁻¹ , 4 polos, 60 Hz											
25 ●	180 M	1LG6 183-4AA ..	1775	92,4	0,82	31	100	2,9	7,1	3,3	155
30 ●	180 L	1LG6 186-4AA ..	1775	92,4	0,83	36,5	121	2,8	7,4	3,4	180
40 ●	200 L	1LG6 207-4AA ..	1775	93,0	0,84	48	160	3,0	7,7	3,7	225
50 ●	225 S	1LG6 220-4AA ..	1785	93,6	0,84	60	200	3,1	7,5	3,4	290
60 ●	225 M	1LG6 223-4AA ..	1785	94,1	0,85	70	240	3,3	7,9	3,5	330
75 ●		1LG6 228-4AA .. ¹⁾	1785	94,1	0,85	88	299	3,0	7,8	3,3	355
75 ●	250 M	1LG6 253-4AA ..	1790	94,5	0,86	86	298	2,9	8,2	3,4	460
100 ●		1LG6 258-4AA .. ¹⁾	1788	94,5	0,86	116	398	3,0	8,1	3,3	495
100 ●	280 S	1LG6 280-4AA ..	1788	95,0	0,86	114	396	2,9	7,6	3,2	575
125 ●	280 M	1LG6 283-4AA ..	1790	95,0	0,86	144	497	3,0	8,2	3,4	675
150 ●		1LG6 288-4AA .. ¹⁾	1788	95,0	0,86	172	598	3,1	8,4	3,5	710
150 ●	315 S	1LG6 310-4AA ..	1791	95,0	0,87	170	597	3,1	7,8	3,2	810
175 ●	315 M	1LG6 313-4AA ..	1791	95,4	0,87	199	696	3,2	8,4	3,3	965
200 ●	315 L	1LG6 316-4AA ..	1792	95,4	0,87	225	795	3,7	9,0	3,6	1105
250 ●	315 L	1LG6 317-4AA ..	1792	95,8	0,87	280	994	4,0	9,1	3,7	1305
300 ●	315 L	1LG6 318-4AA .. ¹⁾	1792	95,8	0,87	335	1193	4,0	9,3	3,7	1345

● Con CC 032A

Complementos de la referencia

Tipo de motor	Penúltima posición: Identificador de la tensión							Última posición: Identificador de la forma constructiva				
	50 Hz	50 Hz	50 Hz	50 Hz	60 Hz	60 Hz	60 Hz	IM B 3	con sobrepeso	IM V 1	IM V 1	IM B 35
	230 VΔ / 400 VY	400 VΔ / 690 VY	500 VY	500 VΔ	460 VY	460 VΔ			IM B 5	sin c.p.	con c.p.	
1LG6 183 a 1LG6 313	1	6	3	5	1	6	0	1	1	4	6	
1LG6 316 a 1LG6 318	-	6	-	5	-	6	0	-	8	4	6	

Si se desean otras tensiones y/o frecuencias, la cifra característica es un "9". En ese caso deben añadirse los códigos correspondientes (véase "Aclaraciones técnicas", "Tensiones, corrientes y frecuencias").

Véanse otras formas constructivas en "Aclaraciones técnicas", "Formas constructivas".

ANEXO 17.

CONSTANTES FISICAS DE LOS MATERIALES.²⁰¹

²⁰¹ *Shigley's Mechanical Engineering Design, Eighth Edition. Mc Graw Hill, p. 987.*

[†]Often preferred.

Table A-5

Physical Constants of Materials

Material	Modulus of Elasticity E		Modulus of Rigidity G		Poisson's Ratio ν	Unit Weight w		
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa		lbf/in ³	lbf/ft ³	kN/m ³
Aluminum (all alloys)	10.4	71.7	3.9	26.9	0.333	0.098	169	26.6
Beryllium copper	18.0	124.0	7.0	48.3	0.285	0.297	513	80.6
Brass	15.4	106.0	5.82	40.1	0.324	0.309	534	83.8
Carbon steel	30.0	207.0	11.5	79.3	0.292	0.282	487	76.5
Cast iron (gray)	14.5	100.0	6.0	41.4	0.211	0.260	450	70.6
Copper	17.2	119.0	6.49	44.7	0.326	0.322	556	87.3
Douglas fir	1.6	11.0	0.6	4.1	0.33	0.016	28	4.3
Glass	6.7	46.2	2.7	18.6	0.245	0.094	162	25.4
Inconel	31.0	214.0	11.0	75.8	0.290	0.307	530	83.3
Lead	5.3	36.5	1.9	13.1	0.425	0.411	710	111.5
Magnesium	6.5	44.8	2.4	16.5	0.350	0.065	112	17.6
Molybdenum	48.0	331.0	17.0	117.0	0.307	0.368	636	100.0
Monel metal	26.0	179.0	9.5	65.5	0.320	0.319	551	86.6
Nickel silver	18.5	127.0	7.0	48.3	0.322	0.316	546	85.8
Nickel steel	30.0	207.0	11.5	79.3	0.291	0.280	484	76.0
Phosphor bronze	16.1	111.0	6.0	41.4	0.349	0.295	510	80.1
Stainless steel (18-8)	27.6	190.0	10.6	73.1	0.305	0.280	484	76.0
Titanium alloys	16.5	114.0	6.2	42.4	0.340	0.160	276	43.4

ANEXO 18.

POTENCIAS NOMINALES DE BANDAS EN V ESTANDAR²⁰²

²⁰² *Shigley's Mechanical Engineering Design, Eighth Edition. Mc Graw Hill, p. 881.*

Table 17-12Horsepower Ratings of
Standard V Belts

Belt Section	Sheave Pitch Diameter, in	Belt Speed, ft/min				
		1000	2000	3000	4000	5000
A	2.6	0.47	0.62	0.53	0.15	
	3.0	0.66	1.01	1.12	0.93	0.38
	3.4	0.81	1.31	1.57	1.53	1.12
	3.8	0.93	1.55	1.92	2.00	1.71
	4.2	1.03	1.74	2.20	2.38	2.19
	4.6	1.11	1.89	2.44	2.69	2.58
	5.0 and up	1.17	2.03	2.64	2.96	2.89
B	4.2	1.07	1.58	1.68	1.26	0.22
	4.6	1.27	1.99	2.29	2.08	1.24
	5.0	1.44	2.33	2.80	2.76	2.10
	5.4	1.59	2.62	3.24	3.34	2.82
	5.8	1.72	2.87	3.61	3.85	3.45
	6.2	1.82	3.09	3.94	4.28	4.00
	6.6	1.92	3.29	4.23	4.67	4.48
C	7.0 and up	2.01	3.46	4.49	5.01	4.90
	6.0	1.84	2.66	2.72	1.87	
	7.0	2.48	3.94	4.64	4.44	3.12
	8.0	2.96	4.90	6.09	6.36	5.52
	9.0	3.34	5.65	7.21	7.86	7.39
	10.0	3.64	6.25	8.11	9.06	8.89
	11.0	3.88	6.74	8.84	10.0	10.1
D	12.0 and up	4.09	7.15	9.46	10.9	11.1
	10.0	4.14	6.13	6.55	5.09	1.35
	11.0	5.00	7.83	9.11	8.50	5.62
	12.0	5.71	9.26	11.2	11.4	9.18
	13.0	6.31	10.5	13.0	13.8	12.2
	14.0	6.82	11.5	14.6	15.8	14.8
	15.0	7.27	12.4	15.9	17.6	17.0
E	16.0	7.66	13.2	17.1	19.2	19.0
	17.0 and up	8.01	13.9	18.1	20.6	20.7
	16.0	8.68	14.0	17.5	18.1	15.3
	18.0	9.92	16.7	21.2	23.0	21.5
	20.0	10.9	18.7	24.2	26.9	26.4
	22.0	11.7	20.3	26.6	30.2	30.5
	24.0	12.4	21.6	28.6	32.9	33.8
	26.0	13.0	22.8	30.3	35.1	36.7
	28.0 and up	13.4	23.7	31.8	37.1	39.1

ANEXO 19.
FACTOR DE CORRECCIÓN DEL ANGULO DE δ ²⁰³

²⁰³ *Shigley's Mechanical Engineering Design, Eighth Edition. Mc Graw Hill, p. 882.*

Table 17-13

Angle of Contact
Correction Factor K_1 for
VV* and V-Flat Drives

$\frac{D-d}{C}$	θ , deg	VV	K_1	V Flat
0.00	180	1.00		0.75
0.10	174.3	0.99		0.76
0.20	166.5	0.97		0.78
0.30	162.7	0.96		0.79
0.40	156.9	0.94		0.80
0.50	151.0	0.93		0.81
0.60	145.1	0.91		0.83
0.70	139.0	0.89		0.84
0.80	132.8	0.87		0.85
0.90	126.5	0.85		0.85
1.00	120.0	0.82		0.82
1.10	113.3	0.80		0.80
1.20	106.3	0.77		0.77
1.30	98.9	0.73		0.73
1.40	91.1	0.70		0.70
1.50	82.8	0.65		0.65

*A curvefit for the VV column in terms of θ is

$$K_1 = 0.143\,543 + 0.007\,46\,8\,\theta - 0.000\,015\,052\,\theta^2$$

in the range $90^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$.

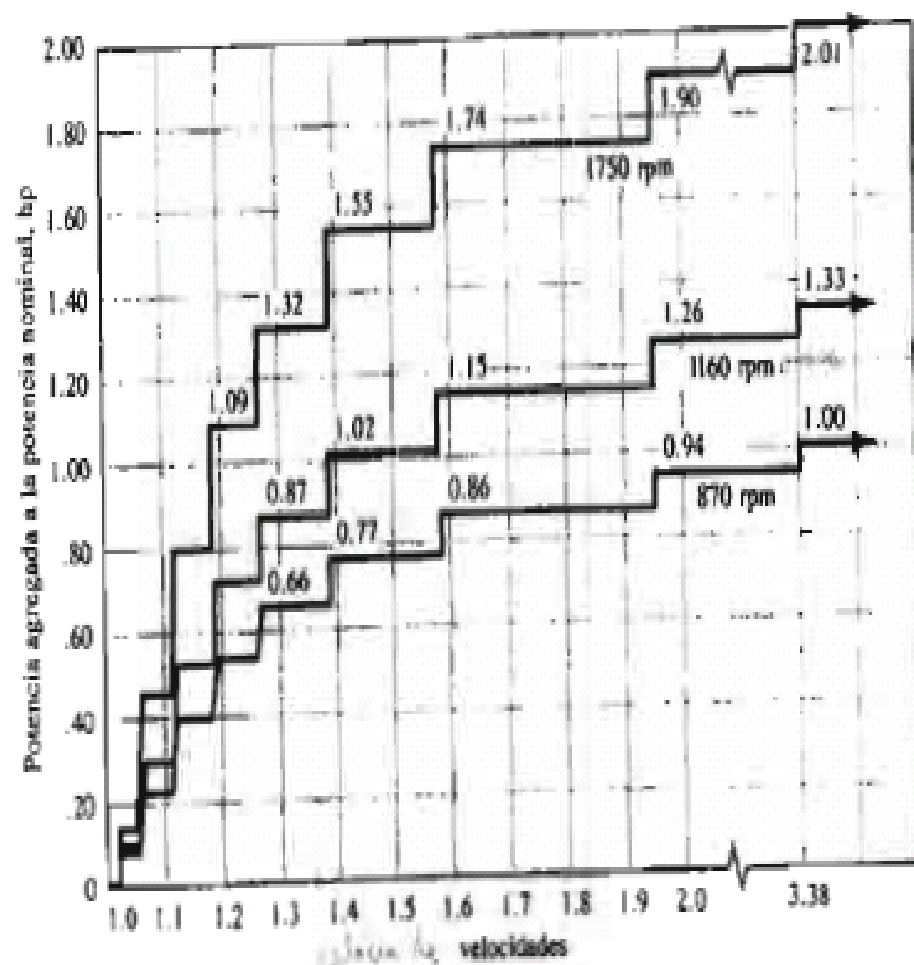
ANEXO 20.

**FACTOR DE CORRECCIÓN DE LONGITUD DE
BANDA²⁰⁴**

²⁰⁴ *Shigley's Mechanical Engineering Design, Eighth Edition. Mc Graw Hill, p. 882.*

FIGURA 7-13

Potencia agregada en
función de la relación de
velocidades, bandas 5V



ANEXO 21.
FACTORES DE SERVICIO PARA BANDAS EN V.²⁰⁵

²⁰⁵ MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México. Pearson Educación. 2006. p. 274.

TABLA 7-1 Factores de servicio para bandas V

Tipo de máquina impulsada	Tipo de impulsor					
	Motores de CA: par torsional normal ² Motores de CD: bobinado en derivación Motores de combustión: múltiples cilindros			Motores de CA: Alto par torsional ¹ Motores de CD: bobinado en serie, bobinado compuesto Motores de combustión: 4 cilindros o menos		
	<6 h por día	6-15 h por día	>15 h por día	<6 h por día	6-15 h por día	>15 h por día
Agitadores, sopladores, ventiladores, bombas centrifugas, transportadores ligeros	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Generadores, máquinas herramienta, mezcladores, transportadores de grava	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Elevadores de cangilones, máquinas textiles, molinos de martillos, transportadores pesados	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Trituradoras, molinos de bolas, malacates, extrusoras de hule	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8
Toda máquina que se pueda ahogar	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0

¹Síncronos, fase dividida, trifásicos con par de torsión de arranque o par de torsión al paro máximo menor que 175% de par torsional con carga total.

²Monofásicos, trifásicos con par de torsión de arranque o par de torsión al paro máximo menor que 175% de par torsional con carga total.

ANEXO 22.

ALGUNOS PARAMETROS DE BANDAS EN V.²⁰⁶

²⁰⁶ *Shigley's Mechanical Engineering Design, Eighth Edition. Mc Graw Hill, p. 883.*

Table 17-16

Some V-Belt Parameters*

Belt Section	K_b	K_c
A	220	0.561
B	576	0.965
C	1 600	1.716
D	5 680	3.498
E	10 850	5.041
3V	230	0.425
5V	1098	1.217
8V	4830	3.288

*Data courtesy of Gates Rubber Co., Denver, Colo.

ANEXO 23.

PARÁMETROS DE DURABILIDAD PARA ALGUNJAS SECCIONES DE BANDA EN V.²⁰⁷

²⁰⁷ *Shigley's Mechanical Engineering Design, Eighth Edition. Mc Graw Hill, p. 884.*

Table 17-17

Durability Parameters for
Some V-Belt Sections

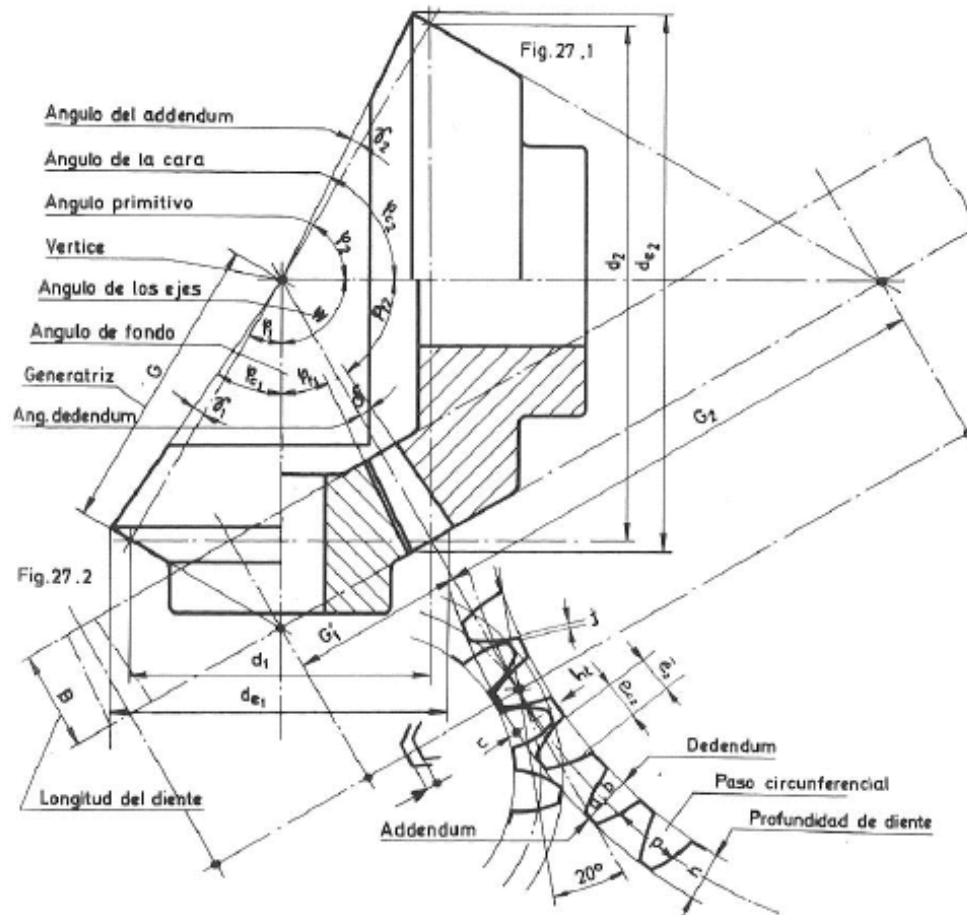
Source: M. E. Spotts, *Design
of Machine Elements*, 6th ed.
Prentice Hall, Englewood
Cliffs, N.J., 1985.

Belt Section	10 ⁸ to 10 ⁹ Force Peaks		10 ⁹ to 10 ¹⁰ Force Peaks		Minimum Sheave Diameter, in
	<i>K</i>	<i>b</i>	<i>K</i>	<i>b</i>	
A	674	11.089			3.0
B	1193	10.926			5.0
C	2038	11.173			8.5
D	4208	11.105			13.0
E	6061	11.100			21.6
3V	728	12.464	1062	10.153	2.65
5V	1654	12.593	2394	10.283	7.1
8V	3638	12.629	5253	10.319	12.5

ANEXO 24.

PROPIEDADES GEOMETRICAS DE LOS ENGRANAJES CÒNICOS RECTOS²⁰⁸

²⁰⁸ LARBURU, Nicolás. Máquinas prontuario. 7 ed. Madrid. Paraninfo. 1995. p. 343.



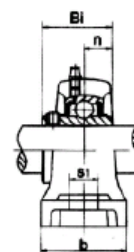
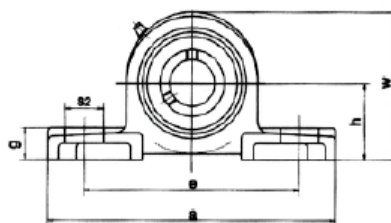
Denominación	Piñón	Rueda
Ángulo de presión	$\alpha = 20^\circ$	
Ángulo de ejes	$\Sigma = 90^\circ$	
Ángulo primitivo	$\varphi_1 = \arctg \frac{z_1}{z_2}$	$\varphi_2 = \arctg \frac{z_2}{z_1}$
Número de dientes	$z_1; z_1 = \frac{d_1}{m}$	$z_2; z_2 = \frac{d_2}{m}$
Módulo	$m; m = \frac{d_1}{z_1}$	$m; m = \frac{d_2}{z_2}$
Longitud del diente	$B \cong \frac{G}{3}$	
Profundidad del diente	$h = 2,188 \cdot m$	
Profundidad del trabajo	$h_t = 2 \cdot m$	
Juego entre dientes	j (valores en la Tabla de la pág. 345).	
Número de dientes para elegir la fresa para tallado en fresadora universal (Tabla 16.2).	$z_{11} \text{ (ideal)} = \frac{z_1}{\cos \varphi_1}$	$z_{21} \text{ (ideal)} = \frac{z_2}{\cos \varphi_2}$

Engranajes cónicos	DENOMINACIONES Y RELACIONES DEL DENTADO (2.º)		TABLA 31.º 9
Denominación	Piñón	Rueda	
Espacio libre del fondo	$c = 0,188 \cdot m$		
Paso circular	$p = \pi \cdot m$		
Diámetro primitivo	$d_1 = m \cdot z_1$	$d_2 = m \cdot z_2$	
Diámetro exterior	$d_{e1} = d_1 + 2 \cdot a_1 \cdot \cos \varphi_1$	$d_{e2} = d_2 + 2 \cdot a_2 \cdot \cos \varphi_2$	
Generatriz	$G = \frac{m}{2} \cdot \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$		
Addendum	$a_1 = h_1 - a_2$	$a_2 = m \cdot A$ (A Tabla 32.º 9).	
Dedendum	$b_1 = h - a_1$	$b_2 = h - a_2$	
Ángulo del addendum	$\gamma_1 = \text{arc. tg } \frac{b_2}{G}$	$\gamma_2 = \text{arc. tg } \frac{b_1}{G}$	
Ángulo del dedendum	$\delta_1 = \text{arc. tg } \frac{b_1}{G}$	$\delta_2 = \text{arc. tg } \frac{b_2}{G}$	
Ángulo de la cara	$\varphi_{c1} = \varphi_1 + \delta_2$	$\varphi_{c2} = \varphi_2 + \delta_1$	
Ángulo del fondo	$\varphi_{f1} = \varphi_1 - \delta_1$	$\varphi_{f2} = \varphi_2 - \delta_2$	
Espesor circular	$e_{c1} = p - e_{c2}$	$e_{c2} = \frac{\pi \cdot m}{2} - (a_1 - a_2) \cdot \text{tg } \alpha$	
Espesor cordal	$\bar{e}_1 = e_{c1} - \frac{e_{c1}^3}{6 \cdot d_1^2} - \frac{i}{2}$	$\bar{e}_2 = e_{c2} - \frac{e_{c2}^3}{6 \cdot d_2^2} - \frac{i}{2}$	
Addendum cordal	$a_{c1} = a_1 + \frac{e_1^2 \cdot \cos \varphi_1}{4 \cdot d_1}$	$a_{c2} = a_2 + \frac{e_2^2 \cdot \cos \varphi_2}{4 \cdot d_2}$	
Relaciones numéricas en casos especiales			
a) Para suma de ángulos primitivos $\Sigma < 90^\circ$ (caso a) de la pág. 342):			
$\Sigma = \varphi_1 + \varphi_2$			
$\text{tg } \varphi_1 = \frac{\text{sen } \Sigma}{\frac{z_2}{z_1} + \cos \Sigma} ; \quad \text{tg } \varphi_2 = \frac{\text{sen } \Sigma}{\frac{z_1}{z_2} + \cos \Sigma}$			
b) Para suma de ángulo primitivos $\Sigma > 90^\circ$ (caso c) de la pág. 342 con $\varphi_2 = 90^\circ$):			
$\Sigma = \varphi_1 + \varphi_2$			
$\text{sen } \varphi_1 = \frac{z_1}{z_2} ; \quad (\varphi_1 = \Sigma - 90^\circ)$			
c) Para suma de ángulos primitivos $\Sigma > 90^\circ$ (caso c) de la pág. 342 con $\varphi \neq 90^\circ$):			
$\Sigma = \varphi_1 + \varphi_2$			
$\text{tg } \varphi_1 = \frac{\text{sen } (180 - \Sigma)}{\frac{z_2}{z_1} - \cos (180 - \Sigma)} ; \quad \text{tg } \varphi_2 = \frac{\text{sen } (180 - \Sigma)}{\frac{z_1}{z_2} - \cos (180 - \Sigma)}$			

ANEXO 25.
RODAMIENTOS Y CHUMACERAS



SOPORTES UCP200



Soportes Pillow blocks Paliers Stahlfagergehäuse No.	Diámetro del eje Shaft Diameter Diamètre du axe Achsendurchmesser d		Dimensiones Dimensions Dimensions Dimensionen										Rodamiento Bearing Balle Kugelfager No.	Caja Housing Boite Gehäuse No.	Peso Weight Poids Gewicht (kg)
	in	mm	h	a	e	b	s1	s2	g	w	s	Bi			
UCP 201 201-8	1/2	12	30,2	127	95	38	13	19	14	62	11,5	27,4	UC 201 201-8	P201	0,65
UCP 202 202-10	5/8	15	30,2	127	95	38	13	19	14	62	11,5	27,4	UC 202 202-10	P202	0,63
UCP 203 203-11	11/16	17	30,2	127	95	38	13	19	14	62	11,5	27,4	UC 203 203-11	P203	0,60
UCP 204-12 204	3/4	20	33,3	127	95	38	13	19	14	62	11,5	27,4	UC 204-12 204	P204	0,66
UCP 205-14 205-15 205	7/8	25	36,5	140	105	38	13	19	15	71	14,3	34,1	UC 205-14 205-15 205	P205	0,80
UCP 205-16 206	1	30	42,9	165	121	48	17	21	17	83	15,9	38,1	UC 206-18 206	P206	1,30
206-19 206-20	1-3/16 1-1/4														
UCP 207-20 207-21 207-22 207	1-1/4 1-5/16 1-3/8														
UCP 207-23 208-24 208-25 208	1-7/16 1-1/2 1-9/16	35	49,2	184	137	54	17	21	18	98	19,0	49,2	UC 207-20 207-21 207-22 207	P207	1,60
UCP 209-26 209-27 209-28 209	1-5/8 1-11/16 1-3/4														
UCP 210-30 210-31 210	1-7/8 1-15/16														
UCP 211-32 211-34 211	2 2-1/8	40	54,0	190	146	54	17	21	20	106	19,0	49,2	UC 208-24 208-25 208	P208	1,83
UCP 211-35 212-36 212	2-3/16 2-1/4														
UCP 212-38 212-39 213-39 213-40 213	2-3/8 2-7/16 2-7/16 2-1/2														
UCP 214-43 214-44 214	2-11/16 2-3/4	60	69,8	241	184	70	20	25	25	138	25,4	65,1	UC 209-26 209-27 209-28 209	P209	2,18
UCP 215-47 215 215-48	2-15/16 3														
UCP 216 UCP 217-52 217	3-1/4														
UCP 218-56 218	3-1/2	65	76,2	265	203	70	25	29	27	151	25,4	65,1	UC 210-30 210-31 210	P210	2,68
UCP 218-56 218	3-1/2														
UCP 218-56 218	3-1/2														
UCP 218-56 218	3-1/2	70	79,4	266	210	72	25	31	27	157	30,2	74,6	UC 211-32 211-34 211	P211	3,27
UCP 218-56 218	3-1/2														
UCP 218-56 218	3-1/2														
UCP 218-56 218	3-1/2	75	82,6	275	217	74	25	31	28	163	33,3	77,8	UC 212-36 212 212-38 212-39	P212	4,52
UCP 218-56 218	3-1/2														
UCP 218-56 218	3-1/2														
UCP 218-56 218	3-1/2	80	88,9	292	232	78	25	31	30	175	33,3	82,6	UC 213-39 213-40 213	P213	5,70
UCP 218-56 218	3-1/2														
UCP 218-56 218	3-1/2														
UCP 218-56 218	3-1/2	85	101,6	327	262	88	27	33	33	200	39,7	96,0	UC 214-43 214-44 214	P214	6,66
UCP 218-56 218	3-1/2														
UCP 218-56 218	3-1/2														
UCP 218-56 218	3-1/2	90	101,6	327	262	88	27	33	33	200	39,7	96,0	UC 215-47 215 215-48	P215	7,40
UCP 218-56 218	3-1/2														
UCP 218-56 218	3-1/2														
UCP 218-56 218	3-1/2	90	101,6	327	262	88	27	33	33	200	39,7	96,0	UC 216 UC 217-52 217	P216 P217	9,00 11,00
UCP 218-56 218	3-1/2														
UCP 218-56 218	3-1/2														
UCP 218-56 218	3-1/2	90	101,6	327	262	88	27	33	33	200	39,7	96,0	UC 218-56 218	P218	13,00
UCP 218-56 218	3-1/2														
UCP 218-56 218	3-1/2														

Avenida Venezuela con calle 39, edificio Mannucci, Pb. Barquisimeto Estado Lara

Teléfonos: 0251 – 4466777 – 4459737 fax 0251 - 4553597

Email: ventas@mgindustrial.net

www.mgindustrial.com.ve

Opciones Comunes	
Z	: Un Escudo
ZZ	: Dos Escudos
NR	: Anillo de Fijación
CO†	: Juego Interior Normal
C3	: Juego Mayor a Normal
†No se muestra en el número de parte	

Número Rodmto	Capacidad Básica Carga (lbs)		Velc limitantes (1000 RPM)		Peso Rodmto (Approx.)
	C_r	C_{or}	Grasa	Aceite	lbs
BL205	3820	2360	13.0	15.0	0.29
BL305	5720	3470	11.0	13.0	0.54
BL206	5590	3670	11.0	13.0	0.47
BL306	7410	4650	9.5	12.0	0.80
BL207	7380	4970	9.5	11.0	0.68
BL307	9850	6540	8.5	10.0	1.07
BL208	9380	6480	8.0	10.0	0.87
BL308	12300	8040	7.5	9.0	1.47
BL209	9900	7140	7.5	9.0	0.99
BL309	14700	9910	6.7	8.0	1.94
BL210	10300	7830	7.1	8.5	1.11
BL310	17200	11800	6.0	7.5	2.51
BL211	12800	9880	6.3	7.5	1.46
BL311	19900	13800	5.6	6.7	3.23
BL212	15500	12200	5.6	7.1	1.88
BL312	22700	16100	5.3	6.3	4.07
BL213	16900	13500	5.3	6.3	2.40
BL313	27300	20200	4.8	6.0	5.10
BL214	18300	14900	5.0	6.3	2.62
BL314	30700	23000	4.5	5.3	6.23
BL215	19100	16100	4.8	5.6	2.84
BL315	33400	26000	4.3	5.0	7.44
BL216	22400	19100	4.5	5.3	3.48
BL316	36200	29200	4.0	4.8	8.89
BL217	24800	20900	4.3	5.0	4.29
BL317	39100	32600	3.8	4.5	10.36
BL218	28300	24100	4.0	4.8	5.30
BL318	42000	36200	3.6	4.3	11.84
BL219	32000	27600	3.8	4.5	6.38
BL319	45000	40000	3.0	3.6	14.08
BL220	36000	31400	3.6	4.3	7.68
BL221	39200	35300	3.4	4.0	9.20

C_r =Capacidad de carga axial Dinámica
 C_{or} =Capacidad de carga axial Estática.

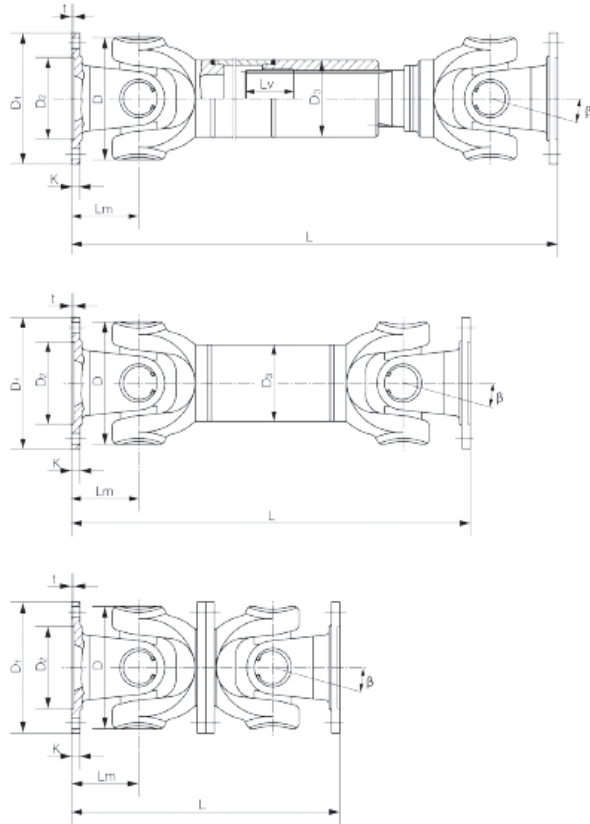
Nota: Las velocidades limitantes pueden ser menores con sellos de contacto. Para mayor información contacte con un Ingeniero de NSK.

ANEXO 26.

CATÁLOGO DE TRANSMISIONES POR CARDÁN.
MODELOS XA 58 Y XA 90.



DESIGNS



TIPO - TYPE:

A



TIPO SALDATO,
CON ALLUNGAMENTO



WELDED SHAFT DESIGN,
WITH LENGTH COMPENSATION

B



TIPO SALDATO,
SENZA ALLUNGAMENTO



WELDED SHAFT DESIGN,
WITHOUT LENGTH COMPENSATION

C



GIUNTO CARDANICO,
SENZA ALLUNGAMENTO



SHORT FLANGED DESIGN,
WITHOUT LENGTH COMPENSATION

CARATTERISTICHE FLANGE

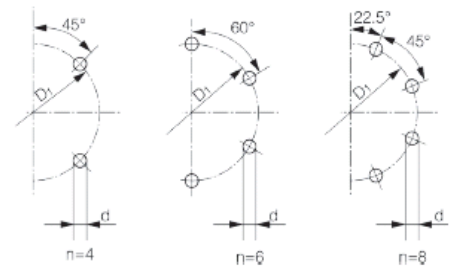
FLANGE BOLTHOLE AND DESIGN PATTERNS



Sono disponibili anche flange con fori per spine di fissaggio a norme DIN15452.
Sono disponibili anche flange SAE.
Su richiesta sono disponibili flange a mozzo o con attacco rapido.



There are available also flanges with dowel pin connection according to norms DIN15452.
SAE flanges available.
On demand hub or fast connections available.



Flangia con connessione
a centraggio

BHC



Bolt Hole Connection

Flangia con chiavezza parziale
Flangia con chiavezza intera

PKC

IKC



Partial face Key Connection
Integral face Key Connection

ENGINEERING DATA

DATA AND SIZES

TYPE	DATA DESIGN ITEM		XA 58		XA 65		XA 75		XA 90				XA 100						XA 120							
L min.	255	165	285	165	335	200	285	182	226	366	445	226	296	261	366	242	500	211	294	237	261	242	286	376		
Lv	35	15	40	15	40	30	45	30	25	100	55	25	50	5	100	15	80	25	50	5	5	15	15	70		
Tn (Nm)	180	260	240	260	500	560	800	560	860	1800	1200	860	1100	1800		2700	2300	860	1100	1800		2700	3300	5200		
Tf (Nm)	90	180	120	180	250	280	400	280	430	900	600	430	550	900		1350	1150	430	550	900		1350	1650	2600		
β (°)	35	29	35	29	35	25	35	20	28	28	35	28	25	28		30	35	28	25	18	28	30	28	25		
D	52	59	63	59	72	77	92	77	90	90	100	90	100	122	90	98	112	90	100	122		98	136	138		
Dr	DIN58		DIN65		DIN75		DIN90				DIN100						DIN120									
D1	47		52		62		74.5				84						101.5									
D2	30H7		35H7		42H7		47H7				57H7						75H7									
Dsxδ min.	38x1.5	35x3	45x1.5	51x2.5	51x2.5		63.5x2.5	51x2.5	60x2.5		76x2.5	51x2.5	51x2.5	76.2x2.4	60x2.5		89x2.5	60x2.5	60x2.5	90x4	75x3	90x4				
Lm	32	37	39	37	45	42	52	33	50.5		55	50.5	53	68	50.5	54	63	43	53	56	68	54	72	73		
K	3.5	4	4.5	4	5.5		6	6.5	7		8	7		8	7		8				8.5		8			
t	1.5	2	1.7	2.8	2		2.5		2.8		2.5					2.6		2.5	2.7	2.5		3	2.6	3.1	2.8	
n	4		4		6	4	6	4				6						8								
d	5		6.5	6	6	8	6	8.5	8		8.5	8					10.5	10								

TYPE	DATA	DESIGN	XA150							XA180										XA200	XA225					XA250
	ITEM																									
L min.			590	286	484	376	567	599	544	640	612	600	640	580	753	761	618	605	690	775	860	753	597	690	690	
Lv			80	15	110	70	120	100	110	80	100	120	110	140	110				100	120	140	110	110	110		
Tn (Nm)			4500	3300	5000	5200	6200	10000	10500	8400	10000	12000	13000	16000	19000	27000	16000	22000	16000	19000	27000	27000	27000	27000		
Tf (Nm)			2250	1650	2500	2600	3100	5000	5250	4200	5000	6000	6500	8000	9500	13500	8000	11000	8000	9500	13500	13500	13500	13500		
β (°)			35	28	30	25		35	25	25	35	30	25	25	30	25	30	25	25	25	25	25	25	25		
D			142	136	125	138	141	158	160	154	158	170	172	178			204	187	204	178	178	204	204	204		
Dr			DIN150							DIN180							DIN200	DIN225				DIN250				
D1			130							155.5							170	196				218				
D2			90H7							110H7							125H7	140H7				140H7				
Dsxδ min.			102x3	90x4	76.2x2.4	90x4	85x5	100x6	120x4	120x3	100x6		120x4	112x7	120x6		140x5	112x10	140x6.5	112x7	120x6	140x5	140x5			
Lm			85	72	78	73	86	89.5	90	87	96	90	100	95	96	100	96	100	110	110	120	96	96	110	110	
K			10							12				14				14	15	15	15	15	18			
t			3	3.3	3.1	3		3.3		4	3.3	3		3.4			2.9	4	5	5	5	5	5	6		
n			8							8	8	10	8		8	10	8	10	8	8	8	12	8	12	8	8
d			13	12						15	14	16	14		16				17	17	16	16	16	16	18	

Annotazioni:

- Le misure sono espresse in millimetri eccetto dove specificato.
- L= lunghezza standard, o lunghezza compressa in caso di modelli con allungamento.
Lv= allungamento, nei modelli dove è presente.
m= peso, riferito alle misure del catalogo.
mL= peso per 100mm di tubo.
Tn= coppia nominale.
Tf= coppia alla fatica, coppia di torsione permissibile determinata secondo la forza di affaticamento sotto carichi reversibili.
- Contattateci per eventuali personalizzazioni della lunghezza, dell'allungamento e delle flange.

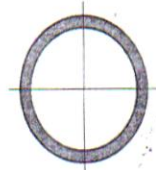
Notations:

- Millimeters are used as measurement units except where noted.
- L= standard length, or shortest compressed possible length for designs with length compensation.
Lv= length compensation, in the models where it's present.
m= weight, reported to the measures of the catalogue.
mL= weight for 100m of tube.
Tn= nominal torque.
Tf= fatigue torque, i.e. the permissible torque as determined according to the fatigue strength under reversing loads.
- Please consult us for customizations regarding length, length compensation and flange connections.

ANEXO 27.

PROPIEDADES DEL TUBO DE ACERO ESTANDAR.²⁰⁹

²⁰⁹ CRAIG, Roy. Mecánica de materiales. 2 ed. México. Cecs. 2002. p.D-8.



D.7. Propiedades del tubo de acero estándar* (Unidades inglesas)

Dimensiones				Peso por pie (extremos rectos) lbs	Propiedades					
Diámetro nominal in	Diámetro exterior in	Diámetro interior in	Espesor de pared in		Área in ²	<i>I</i> in ⁴	<i>S</i> in ³	<i>r</i> in	<i>J</i> in ⁴	<i>Z</i> in ³
$\frac{1}{2}$	0.840	0.622	0.109	0.85	0.250	0.017	0.041	0.261	0.034	0.059
$\frac{3}{4}$	1.050	0.824	0.113	1.13	0.333	0.037	0.071	0.334	0.074	0.100
1	1.315	1.049	0.133	1.68	0.494	0.087	0.133	0.421	0.175	0.187
$1\frac{1}{4}$	1.660	1.380	0.140	2.27	0.669	0.195	0.235	0.540	0.389	0.324
$1\frac{1}{2}$	1.900	1.610	0.145	2.72	0.799	0.310	0.326	0.623	0.620	0.448
2	2.375	2.067	0.154	3.65	1.07	0.666	1.561	0.787	1.33	0.761
$2\frac{1}{2}$	2.875	2.469	0.203	5.79	1.70	1.530	1.06	0.947	3.06	1.45
3	3.500	3.068	0.216	7.58	2.23	3.02	1.72	1.16	6.03	2.33
$3\frac{1}{2}$	4.000	3.548	0.226	9.11	2.68	4.79	2.39	1.34	9.58	3.22
4	4.500	4.026	0.237	10.79	3.17	7.23	3.21	1.51	14.5	4.31
5	5.563	5.047	0.258	14.62	4.30	15.2	5.45	1.88	30.3	7.27
6	6.625	6.065	0.280	18.97	5.58	28.1	8.50	2.25	56.3	11.2
8	8.625	7.981	0.322	28.55	8.40	72.5	16.8	2.94	145.	22.2
10	10.750	10.020	0.365	40.48	11.9	161.	29.9	3.67	321.	39.4
12	12.750	12.000	0.375	49.56	14.6	279.	43.8	4.38	559.	57.4

* El tubo de acero también se consigue en calibres reforzado y doble reforzado. Basado en una tabla compilada por el Instituto Americano de Construcción en Acero, publicada en el *Manual of Steel Construction*.

ANEXO 28.

CORREA PLANA DE POLIAMIDA Y ELASTOMERO

[Lista de los expositores](#) | [Newsletter](#) | [Exponer en DirectIndustry](#)

Idioma

Localización

Ecuador

DIRECT INDUSTRY
El Salón Virtual de la Industria

TRANSTECNO
THE MODULAR GEAR MOTOR
COME AND SEE HOW ON OUR WEBSITE
www.transfecno.com

108348 Productos
68365 Catálogos
11057 News
6152 Videos

PRODUCTOS
CATÁLOGOS
NEWS
VIDEOS

Búsqueda productos

Principal > Productos > Definiciones productos > Correa plana > Correa plana de poliamida y elastómero - BGK Endlosband

BGK GmbH
- Endlosband
Gummi - Kunststofftechnik

BGK Endlosband

Productos

Correa plana de poliamida y elastómero
Typical features :
elastic or low stretch,
antistatic properties,
excellent running features,
dual coefficient of friction,
ideal for knife edge applications or paper accumulator
extensive range of possible combinations

Recibir una documentación

Solicitar un presupuesto

¿Dónde comprar este producto?

Datos del fabricante

Ver la traducción

Más especificaciones...

ENSAYOS DE COMBUSTIÓN	
Poliamida 6 (PA6)	
Grupo: Termoplástico	
Intervalo de cristalización: 215-225 °C	
Densidad: 1,12-1,14 gr/cm ³	
Propiedades ópticas: Opaco	
Propiedades mecánicas a temperatura ambiente:	
<input checked="" type="checkbox"/> Flexible <input checked="" type="checkbox"/> Rígido <input checked="" type="checkbox"/> Deformable plásticamente Duro Frágil Ensayo de CI	
Ensayos de combustión:	
Comportamiento	Aspecto de la llama
Difícil de prender, crepita, gotea, salen hilos	Azulado, amarillo en los bordes
Comportamiento frente a la llama: Primero se vuelve claro y luego marrón	
Olor y reacción de los vapores: Fuerte olor a cuerno quemado.	

ANEXO 29.
INFORMACIÓN TÉCNICA DEL MOTOREDUCTOR.

MOTOX®-N

FLENDER DRIVES & AUTOMATION



HELICAL GEAR MOTORS AND GEAR UNITS

TORQUE	177000 lb-in / 20000 Nm
POWER	200 hp / 150 kW
OUTPUT SPEED	0.06 ... 1306 rpm

BEVEL HELICAL GEAR MOTORS AND GEAR UNITS

TORQUE	177000 lb-in / 20000 Nm
POWER	200 hp / 150 kW
OUTPUT SPEED	0.06 ... 367 rpm

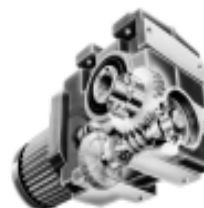


PARALLEL SHAFT GEAR MOTORS AND GEAR UNITS

TORQUE	177000 lb-in / 20000 Nm
POWER	200 hp / 150 kW
OUTPUT SPEED	0.06 ... 440 rpm

HELICAL WORM GEAR MOTORS AND GEAR UNITS

TORQUE	14000 lb-in / 1590 Nm
POWER	20 hp / 15 kW
OUTPUT SPEED	0.05 ... 178 rpm



Conditions of sale

The deliveries are according to the general conditions for the supply of products and services of the electrical and electronics industry including the supplementary clause to the expanded reservation of ownership. We will send you the correct version upon your enquiry. We reserve the right to change ratings, data, dimensions and weights without prior notice due to further development.

Illustrations are not binding.

Dimensions are in inches.

Dimensions expressed in *italics* are in mm.

Weights are in pounds.

Gear motors and gear units must be installed according to our installation instructions and applicable local and valid safety regulations.

DRIVES & AUTOMATION

Legend / explanations see page 3 - 11

P _{Motor} [hp]	n ₂ (60 Hz) [rpm]	T ₂ [lb in]	BF [-]	Ratio [-]	Gear Motor
26 (60 Hz)	209	7484	3.7	8.27 ★	Z.108-M180MB4
	244	6421	2.5	7.1 ★	
	270	5801	2.7	6.41 ★	
	314	4986	3	5.51 ★	
	330	4738	2.1	5.24 ★	
	392	3985	2.5	4.41 ★	
	435	3596	2.8	3.98 ★	
	506	3091	3.1	3.42 ★	
	92	16935	0.88	18.72 ★	Z.88-M180MB4
	100	15624	0.95	17.27 ★	
	118	13232	1.1	14.63 ★	
	136	11532	1.2	12.75 ★	
	159	9813	1.3	10.86 ★	
	187	8379	1.5	9.26 ★	
	228	6864	1.7	7.59 ★	
	249	6297	1.8	6.96 ★	
	291	5376	2	5.94 ★	
	355	4402	2.2	4.87 ★	
	389	4021	1.8	4.45 ★	
	456	3427	1.9	3.79 ★	
	556	2816	2.1	3.11 ★	
	205	7517	1.2	8.42 ★	E.148-M180MB4
	218	7192	1.3	7.95 ★	
	242	6456	1.5	7.14 ★	
	264	5925	1.7	6.55 ★	
	306	5110	2.4	5.65 ★	
	350	4464	2.8	4.94 ★	
	402	3888	3	4.3 ★	
	459	3410	3.5	3.77 ★	
	542	2887	4.8	3.19 ★	
	597	2621	4.7	2.9 ★	
	687	2276	4.7	2.52 ★	
	808	1939	5.5	2.14 ★	
	1055	1479	5.7	1.64 ★	
	235	6669	1.1	7.37 ★	E.128-M180MB4
	249	6288	1.2	6.95 ★	
	278	5633	1.5	6.23 ★	
	301	5199	1.6	5.75 ★	
	352	4437	1.9	4.91 ★	
	390	4012	2.2	4.44 ★	
	404	3870	2.3	4.28 ★	
	468	3348	2.6	3.7 ★	
	536	2922	3	3.23 ★	
	627	2497	3.5	2.76 ★	
	700	2232	3.8	2.47 ★	
	824	1895	4	2.1 ★	
	956	1638	4.3	1.81 ★	
	317	4942	1.2	5.46 ★	E.108-M180MB4
	346	4526	1.3	5 ★	
	406	3852	1.7	4.26 ★	
	460	3401	1.6	3.76 ★	
	541	2896	2.3	3.2 ★	
	625	2506	2.4	2.77 ★	
	742	2108	2.9	2.33 ★	
	820	1804	2.8	2.11 ★	



Helical Gear Motors and Gear Units

MOTOX®-N

FLENDER

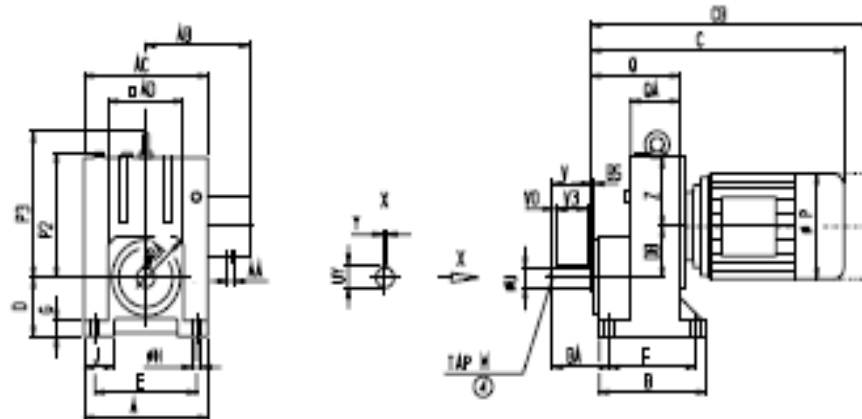
DRIVES & AUTOMATION

Helical Gear Motors
Foot mounted

E 88

E 510

[mm]



3

Mounting

E	F	G	H	J
215	160	30	17,5	50

Output Shaft

U	V	VS	VO	UY	Y	BA	TAP M
41,275	50	59,85	1,651	45,47	9,525	110	5/8"-11UNC

Gearcase

RA	AD	B	A	AC	D	BS	DB	Z	P2	P3	Q	QA
190	160	205	250	250	100	4	99	130	234,5	282	162	97,5

Motor

Motor	E88		P	AB	AA	Weight (kg)
	C	CB				
M90S	452,5	516,5	178	150	2x3/4"	51
M90L	452,5	516,5	178	150	2x3/4"	53
M100L	495	557	194	160	2x3/4"	60
M112M	542,5	624,5	218	187,5	2x3/4"	69
M132S	634	735	258	181	1"x3/4"	79
M132M	634	735	258	181	1"x3/4"	100
M160M	719,5	835,5	310	199	1"x3/4"	114
M160L	719,5	835,5	310	199	1"x3/4"	128
M180M	727,5	845,5	348	246	1 1/4"x3/4"	156
M180L	727,5	845,5	348	246	1 1/4"x3/4"	163
M200L	752,5	882,5	385	280	2x3/4"	212

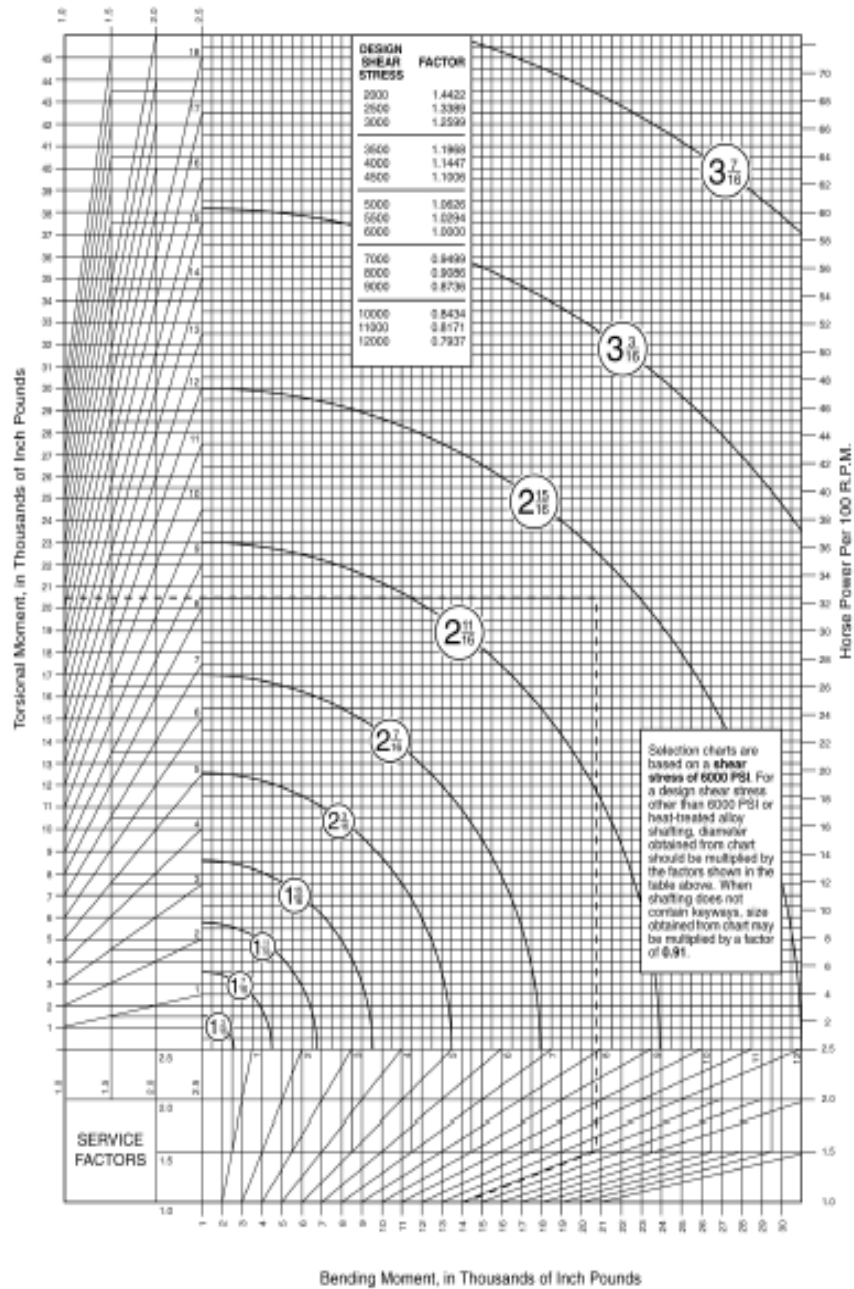
Tolerances see page 1 - 4

① Tap specification see page 1 - 7

ANEXO 30.
TABLA DE SELECCIÓN DE EJES MARTIN.

Shaft Tables

Martin



APPENDIX

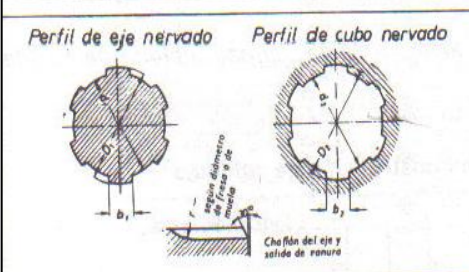
L-10

ANEXO 31

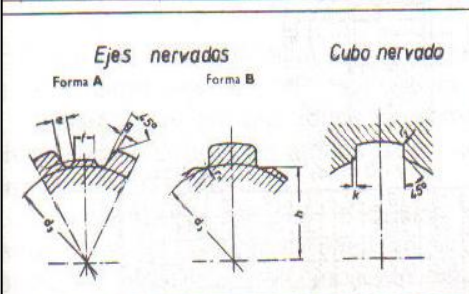
DIMENSIONES Y FORMAS DE EJE Y CUBOS
NERVADOS DIN 5472²¹⁰

²¹⁰ MATA, Julián. Técnicas de Expresión Gráfica. 2 ed. Madrid. Edebé. 1978. p.155.

Tabla 11.81 Dimensiones y formas de ejes y cubos nervados DIN 5472



Medida nominal	Eje nervado			Cubo nervado		
Anchura del nervio x d. interior x d. exterior	d_1 j6	D_1 a11	b_1 h9	d_2 H7	D_2 H13	b_2 D9
5 x 21 x 25	21	25	5	21	25	5
6 x 23 x 28	23	28	6	23	28	6
6 x 26 x 32	26	32	6	26	32	6
7 x 28 x 34	28	34	7	28	34	7
8 x 32 x 38	32	38	8	32	38	8
8 x 36 x 42	36	42	8	36	42	8
10 x 42 x 48	42	48	10	42	48	10
12 x 46 x 52	46	52	12	46	52	12
14 x 52 x 60	52	60	14	52	60	14
14 x 58 x 65	58	65	14	58	65	14
16 x 62 x 70	62	70	16	62	72	16



ANEXO 32

**RESULTADOS DE ENSAYOS A LA TENSIÓN DE
ALGUNOS MATERIALES.²¹¹**

²¹¹ *Shigley's Mechanical Engineering Design, Eighth Edition. Mc Graw Hill, p. 1023.*

Table A-22

Results of Tensile Tests of Some Metals* Source: J. Dethlefs, "Solid Materials," chap. 32 in Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke, and Thomas H. Brown, Jr., (eds. in chief), *Standard Handbook of Machine Design*, 3rd ed., McGraw-Hill, New York, 2004, pp. 32.49-32.52.

Number	Material	Condition	Strength (Tensile)					
			Yield S_y	Ultimate S_u	Fracture, σ_F	Coefficient σ_K	Strain Strength Exponent m	Fracture Strain ϵ_F
			MPa (kpsi)	MPa (kpsi)	MPa (kpsi)	MPa (kpsi)		
1018	Steel	Annealed	220 (32.0)	341 (49.5)	628 (91.1) [†]	620 (90.0)	0.25	1.05
1144	Steel	Annealed	358 (52.0)	646 (93.7)	898 (130) [†]	992 (144)	0.14	0.49
1212	Steel	HR	193 (28.0)	424 (61.5)	729 (106) [†]	758 (110)	0.24	0.85
1045	Steel	Q&T 600F	1520 (220)	1580 (230)	2380 (345)	1880 (273) [†]	0.041	0.81
4142	Steel	Q&T 600F	1720 (250)	1930 (280)	2340 (340)	1760 (255) [†]	0.048	0.43
303	Stainless steel	Annealed	241 (35.0)	601 (87.3)	1520 (221) [†]	1410 (205)	0.51	1.16
304	Stainless steel	Annealed	276 (40.0)	568 (82.4)	1600 (233) [†]	1270 (185)	0.45	1.67
2011	Aluminum alloy	T6	169 (24.5)	324 (47.0)	325 (47.2) [†]	620 (90)	0.28	0.10
2024	Aluminum alloy	T4	296 (43.0)	446 (64.8)	533 (77.3) [†]	689 (100)	0.15	0.18
7075	Aluminum alloy	T6	542 (78.6)	593 (86.0)	706 (102) [†]	882 (128)	0.13	0.18

* Values shown are averages and believed to be obtainable using proper practice specifications. The fracture strain may vary as much as 50% from that

ANEXO 33

**TABLA DE COEFICIENTES DE ROZAMIENTO
DINÁMICO Y ESTÁTICO.**

Coefficientes de rozamiento de algunas sustancias^[cita requerida]

Materiales en contacto	μ_e	μ_d
Articulaciones humanas	0,02	0,003
Acero // Hielo	0,03	0,02
Acero // Teflón	0,04	0,04
Teflón // Teflón	0,04	0,04
Hielo // Hielo	0,1	0,03
Esquí (encerado) // Nieve (0 °C)	0,1	0,05
Acero // Acero	0,15	0,09
Vidrio // Madera	0,2	0,25
Caucho // Cemento (húmedo)	0,3	0,25
Madera // Cuero	0,5	0,4
Caucho // Madera	0,7	0,6
Acero // Latón	0,5	0,4
Madera // Madera	0,7	0,4
Madera // Piedra	0,7	0,3
Vidrio // Vidrio	0,9	0,4
Caucho // Cemento (seco)	1	0,8
Cobre // Hierro (fundido)	1,1	0,3

ANEXO 34

DIÁMETROS PREFERIDOS PARA ROSCAS ACME.

TABLA 17-1 Diámetros preferidos para roscas Acme

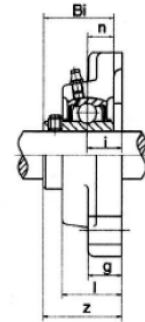
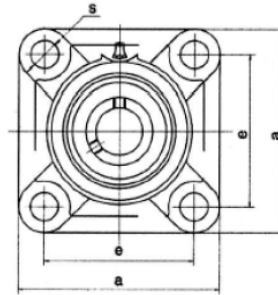
Diámetro mayor nominal, D (pulg)	Roscas por pulg, n	Paso, $p = 1/n$ (pulg)	Diámetro menor mínimo, D_r (pulg)	Diámetro mínimo de paso, D_p (pulg)	Área al esfuerzo de tensión, A_t (pulg ²)	Área al esfuerzo cortante, A_s (pulg ²) ^a
1/4	16	0.0625	0.1618	0.2043	0.026 32	0.3355
5/16	14	0.0714	0.2140	0.2614	0.044 38	0.4344
3/8	12	0.0833	0.2632	0.3161	0.065 89	0.5276
7/16	12	0.0833	0.3253	0.3783	0.097 20	0.6396
1/2	10	0.1000	0.3594	0.4306	0.1225	0.7278
5/8	8	0.1250	0.4570	0.5408	0.1955	0.9180
3/4	6	0.1667	0.5371	0.6424	0.2732	1.084
7/8	6	0.1667	0.6615	0.7663	0.4003	1.313
1	5	0.2000	0.7509	0.8726	0.5175	1.493
1 1/8	5	0.2000	0.8753	0.9967	0.6881	1.722
1 1/4	5	0.2000	0.9998	1.1210	0.8831	1.952
1 3/8	4	0.2500	1.0719	1.2188	1.030	2.110
1 1/2	4	0.2500	1.1965	1.3429	1.266	2.341
1 3/4	4	0.2500	1.4456	1.5916	1.811	2.803
2	4	0.2500	1.6948	1.8402	2.454	3.262
2 1/4	3	0.3333	1.8572	2.0450	2.982	3.610
2 1/2	3	0.3333	2.1065	2.2939	3.802	4.075
2 3/4	3	0.3333	2.3558	2.5427	4.711	4.538
3	2	0.5000	2.4326	2.7044	5.181	4.757
3 1/2	2	0.5000	2.9314	3.2026	7.388	5.700
4	2	0.5000	3.4302	3.7008	9.985	6.640
4 1/2	2	0.5000	3.9291	4.1991	12.972	7.577
5	2	0.5000	4.4281	4.6973	16.351	8.511

^aPor pulgada de longitud de acoplamiento.

ANEXO 35
CHUMACERA UCF 212-36



SOPORTES UCF200



Soportes Pillow blocks Paliers Stützhilfgehäuse No.	Diámetro del eje Shaft Diameter Diamètre du axe Achsendurchmesser d		Dimensiones Dimensions Dimensions Dimensionen										Rodamiento Bearing Roulement Kugellager No.	Caja Housing Boîte Gehäuse No.	Peso Weight Poids Gewicht (kg)
	in	mm	a	b	c	d	e	f	g	h	i				
UCF 201 201-8	1/2	12	86	64	15	11	25,5	30,9	12	11,5	27,4	UC 201 201-8	F201	0,58	
UCF 202 202-10	5/8	15	86	64	15	11	25,5	30,9	12	11,5	27,4	UC 202 202-10	F202	0,56	
UCF 203 203-11	11/16	17	86	64	15	11	25,5	30,9	12	11,5	27,4	UC 203 203-11	F203	0,54	
UCF 204-12 204	3/4	20	86	64	15	11	25,5	30,9	12	12,3	31	UC 204-12 204	F204	0,61	
UCF 205-14 205-15 205	7/8 15/16	25	95	70	16	13	27	35,8	12	14,3	34,1	UC 205-14 205-15 205	F205	0,80	
UCF 205-16 206-18 206	1 1-1/8	30	108	83	18	13	31	40,2	12	15,9	38,1	UC 205-16 206-18 206	F206	1,11	
UCF 206-19 206-20 207-20 207-21 207-22 207	1-3/16 1-1/4 1-1/4 1-5/16 1-3/8	35	117	92	19	15	34	44,4	14	17,5	42,9	UC 206-19 206-20 207-20 207-21 207-22 207	F207	1,66	
UCF 207-23 208-24 208-25 208	1-7/16 1-1/2 1-9/16	40	130	102	21	15	36	51,2	16	19	49,2	UC 207-23 208-24 208-25 208	F208	1,93	
UCF 209-26 209-27 209-28 209	1-5/8 1-11/16 1-3/4	45	137	105	22	16	38	52,2	16	19	49,2	UC 209-26 209-27 209-28 209	F209	2,28	
UCF 210-30 210-31 210	1-7/8 1-15/16	50	143	111	22	16	40	54,6	16	19	51,6	UC 210-30 210-31 210	F210	2,57	
UCF 211-32 211-34 211	2 2-1/8	55	162	130	25	18	43	58,4	19	22,2	55,6	UC 211-32 211-34 211	F211	3,98	
UCF 211-35 212-36 212	2-3/16 2-1/4	60	175	143	29	18	48	68,7	19	25,4	65,1	UC 211-35 212-36 212	F212	4,3	
UCF 212-38 212-39 213-39 213-40 213	2-3/8 2-7/16 2-7/16 2-1/2	65	187	149	30	22	50	69,7	19	25,4	65,1	UC 212-38 212-39 213-39 213-40 213	F213	5,49	
UCF 214-43 214-44 214	2-11/16 2-3/4	70	193	152	31	22	54	75,4	19	30,2	74,6	UC 214-43 214-44 214	F214	6,47	
UCF 215-47 215 215-48	2-15/16 3	75	200	159	34	22	56	78,5	19	33,3	77,8	UC 215-47 215 215-48	F215	6,54	
UCF 216 UCF 217-52 217	80 3-1/4	85	208 220	165 175	34 36	22 24	58 63	83,3 87,6	23 23	33,3 34,1	82,6 85,7	UC 216 UC 217-52 217	F216 F217	7,86 9,77	
UCF 218-56 218	3-1/2	90	235	187	40	24	68	96,3	23	39,7	96,0	UC 218-56 218	F218	11,72	

Avenida Venezuela con calle 39, edificio Mannucci, Pb. Barquisimeto Estado Lara

Teléfonos: 0251 - 4466777 - 4459737 fax 0251 - 4553597

Email: ventas@mgindustrial.net

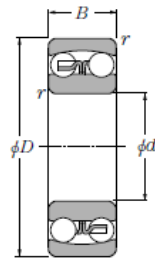
www.mgindustrial.com.ve

ANEXO 36

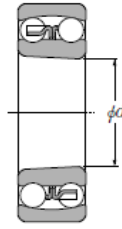
RODAMIENTOS AUTO-ALINEABLES DE BOLAS

Rodamientos Auto-Alineables de Bolas

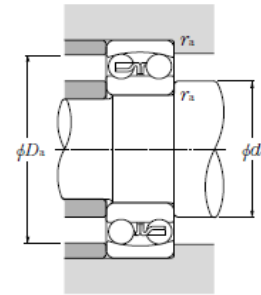
NTN



Agujero cilíndrico



Agujero cónico



d 40 ~ 75mm

Dimensiones principales				Capacidad básica de carga				Velocidades límites		Números de rodamientos		Dimensiones de hombros y filetes		
mm				dinámica	estática	dinámica	estática	r.p.m.		diámetro interior cilíndrico	diámetro interior cónico ²⁾	d _a min	D _a max	r _{as} max
d	D	B	r _a min ¹⁾	C _r	C _{or}	C _r	C _{or}	grasa	aceite					
40	80	18	1.1	19.3	6.50	1 970	665	7 500	9 000	1208S	1208SK	46.5	73.5	1
	80	23	1.1	22.4	7.35	2 290	750	7 500	9 000	2208S	2208SK	46.5	73.5	1
	90	23	1.5	29.8	9.70	3 050	990	6 700	8 500	1308S	1308SK	48.0	82.0	1.5
	90	33	1.5	45.5	13.5	4 650	1 380	6 300	8 000	2308S	2308SK	48.0	82.0	1.5
45	85	19	1.1	22.0	7.35	2 240	750	7 100	8 500	1209S	1209SK	51.5	78.5	1
	85	23	1.1	23.3	8.15	2 380	830	7 100	8 500	2209S	2209SK	51.5	78.5	1
	100	25	1.5	38.5	12.7	3 900	1 300	6 000	7 500	1309S	1309SK	53.0	92.0	1.5
	100	36	1.5	55.0	16.7	5 600	1 700	5 600	7 100	2309S	2309SK	53.0	92.0	1.5
50	90	20	1.1	22.8	8.10	2 330	830	6 300	8 000	1210S	1210SK	56.5	83.5	1
	90	23	1.1	23.3	8.45	2 380	865	6 300	8 000	2210S	2210SK	56.5	83.5	1
	110	27	2	43.5	14.1	4 450	1 440	5 600	6 700	1310S	1310SK	59.0	101	2
	110	40	2	65.0	20.2	6 650	2 060	5 000	6 300	2310S	2310SK	59.0	101	2
55	100	21	1.5	26.9	10.0	2 750	1 020	6 000	7 100	1211S	1211SK	63.0	92.0	1.5
	100	25	1.5	26.7	9.90	2 720	1 010	6 000	7 100	2211S	2211SK	63.0	92.0	1.5
	120	29	2	51.5	17.9	5 250	1 820	5 000	6 300	1311S	1311SK	64.0	111	2
	120	43	2	76.5	24.0	7 800	2 450	4 800	6 000	2311S	2311SK	64.0	111	2
60	110	22	1.5	30.5	11.5	3 100	1 180	5 300	6 300	1212S	1212SK	68.0	102	1.5
	110	28	1.5	34.0	12.6	3 500	1 290	5 300	6 300	2212S	2212SK	68.0	102	1.5
	130	31	2.1	57.5	20.8	5 900	2 130	4 500	5 600	1312S	1312SK	71.0	119	2
	130	46	2.1	88.5	28.3	9 000	2 880	4 300	5 300	2312S	2312SK	71.0	119	2
65	120	23	1.5	31.0	12.5	3 150	1 280	4 800	6 000	1213S	1213SK	73.0	112	1.5
	120	31	1.5	43.5	16.4	4 450	1 670	4 800	6 000	2213S	2213SK	73.0	112	1.5
	140	33	2.1	62.5	22.9	6 350	2 330	4 300	5 300	1313S	1313SK	76.0	129	2
	140	48	2.1	97.0	32.5	9 900	3 300	3 800	4 800	2313S	2313SK	76.0	129	2
70	125	24	1.5	35.0	13.8	3 550	1 410	4 800	5 600	1214S	—	78.0	117	1.5
	125	31	1.5	44.0	17.1	4 500	1 740	4 500	5 600	2214S	—	78.0	117	1.5
	150	35	2.1	75.0	27.7	7 650	2 830	4 000	5 000	1314S	—	81.0	139	2
	150	51	2.1	111	37.5	11 300	3 850	3 600	4 500	2314S	—	81.0	139	2
75	130	25	1.5	39.0	15.7	4 000	1 600	4 300	5 300	1215S	1215SK	83.0	122	1.5
	130	31	1.5	44.5	17.8	4 550	1 820	4 300	5 300	2215S	2215SK	83.0	122	1.5
	160	37	2.1	80.0	30.0	8 150	3 050	3 800	4 500	1315S	1315SK	86.0	149	2
	160	55	2.1	125	43.0	12 700	4 400	3 400	4 300	2315S	2315SK	86.0	149	2

1) Dimensión mínima permitida para el chaflán r. 2) "K" indica que hay una conicidad relativa de 1: 12 en el diámetro interior del rodamiento.

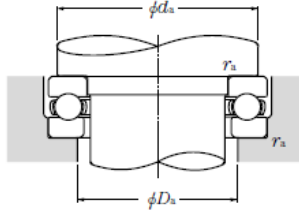
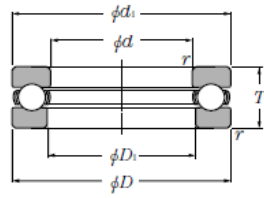
B-82

ANEXO 37

RODAMIENTOS AXIALES DE BOLAS DE UNA SOLA DIRECCIÓN.

Rodamientos Axiales de Bolas de Una Sola Dirección

NTN



Carga axial equivalente
del rodamiento dinámica
 $P_a = F_a$
estática
 $P_{0a} = F_a$

d 10 ~ 50mm

Dimensiones principales				Capacidad básica de carga				Velocidades límites		Números de rodamientos	Dimensiones		Dimensiones de hombros y filetes			Masa
				dinámica		estática					mm		mm			
				kN		kgf		r.p.m.								
mm																
d	D	T	r _s mm ⁽¹⁾	C _a	C _{0a}	C _s	C _{0s}	grasa	aceite		d _{1s} mm ⁽²⁾	D _{1s} mm ⁽³⁾	d _a min	D _a max	r _{2a} max	(aprox.)
10	24	9	0.3	10.0	14.0	1 020	1 420	6 700	9 500	51100	24	11	18	16	0.3	0.021
	26	11	0.6	12.7	17.1	1 290	1 740	5 800	8 300	51200	26	12	20	16	0.6	0.03
12	26	9	0.3	10.3	15.4	1 050	1 570	6 400	9 200	51101	26	13	20	18	0.3	0.023
	28	11	0.6	13.2	19.0	1 340	1 940	5 600	8 000	51201	28	14	22	18	0.6	0.034
15	28	9	0.3	10.5	16.8	1 070	1 710	6 200	8 800	51102	28	16	23	20	0.3	0.024
	32	12	0.6	16.6	24.8	1 690	2 530	5 000	7 100	51202	32	17	25	22	0.6	0.046
17	30	9	0.3	10.8	18.2	1 100	1 850	6 000	8 500	51103	30	18	25	22	0.3	0.026
	35	12	0.6	17.2	27.3	1 750	2 780	4 800	6 800	51203	35	19	28	24	0.6	0.054
20	35	10	0.3	14.2	24.7	1 450	2 520	5 200	7 500	51104	35	21	29	26	0.3	0.04
	40	14	0.6	22.3	37.5	2 270	3 850	4 100	5 900	51204	40	22	32	28	0.6	0.081
25	42	11	0.6	19.6	37.0	1 990	3 800	4 600	6 500	51105	42	26	35	32	0.6	0.06
	47	15	0.6	27.8	50.5	2 830	5 150	3 700	5 300	51205	47	27	38	34	0.6	0.111
	52	18	1	35.5	61.5	3 650	6 250	3 200	4 600	51305	52	27	41	36	1	0.176
	60	24	1	55.5	89.5	5 650	9 100	2 600	3 700	51405	60	27	46	39	1	0.33
30	47	11	0.6	20.4	42.0	2 080	4 300	4 300	6 200	51106	47	32	40	37	0.6	0.069
	52	16	0.6	29.3	58.0	2 990	5 950	3 400	4 900	51206	52	32	43	39	0.6	0.139
	60	21	1	43.0	78.5	4 350	8 000	2 800	3 900	51306	60	32	48	42	1	0.269
	70	28	1	72.5	126	7 400	12 800	2 200	3 200	51406	70	32	54	46	1	0.516
35	52	12	0.6	20.4	44.5	2 080	4 550	3 900	5 600	51107	52	37	45	42	0.6	0.085
	62	18	1	39.0	78.0	4 000	7 950	2 900	4 200	51207	62	37	51	46	1	0.215
	68	24	1	55.5	105	5 650	10 700	2 400	3 500	51307	68	37	55	48	1	0.383
	80	32	1.1	87.0	155	8 850	15 800	1 900	2 800	51407	80	37	62	53	1	0.759
40	60	13	0.6	26.9	63.0	2 740	6 400	3 500	5 000	51108	60	42	52	48	0.6	0.125
	68	19	1	47.0	98.5	4 800	10 000	2 700	3 900	51208	68	42	57	51	1	0.276
	78	26	1	69.0	135	7 050	13 700	2 200	3 100	51308	78	42	63	55	1	0.548
	90	36	1.1	112	205	11 500	20 900	1 700	2 500	51408	90	42	70	60	1	1.08
45	65	14	0.6	27.9	69.0	2 840	7 050	3 200	4 600	51109	65	47	57	53	0.6	0.148
	73	20	1	48.0	105	4 850	10 700	2 600	3 700	51209	73	47	62	56	1	0.317
	85	28	1	80.0	163	8 150	16 700	2 000	2 900	51309	85	47	69	61	1	0.684
	100	39	1.1	130	242	13 200	24 700	1 600	2 200	51409	100	47	78	67	1	1.43
50	70	14	0.6	28.8	75.5	2 930	7 700	3 100	4 500	51110	70	52	62	58	0.6	0.161
	78	22	1	48.5	111	4 950	11 400	2 400	3 400	51210	78	52	67	61	1	0.378

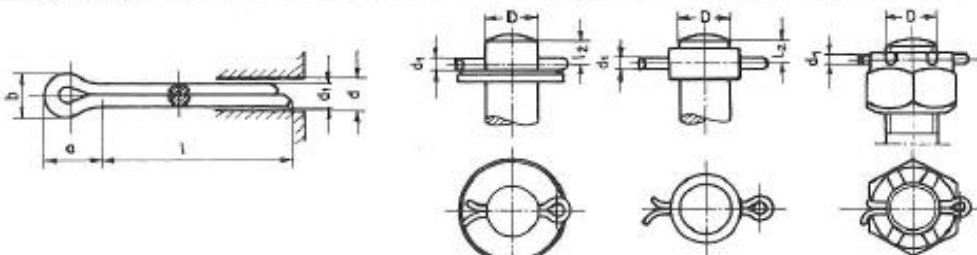
1) Dimensión mínima permitida para el chaflán r . 2) Dimensión máxima permitida para el diámetro exterior de la arandela del eje d_1 .


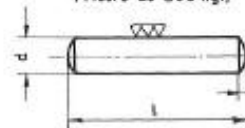
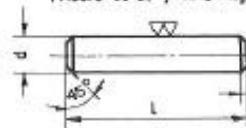
3) Dimensión mínima permitida para el diámetro interior de la arandela del lado del alojamiento D_1 .

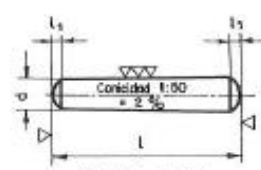
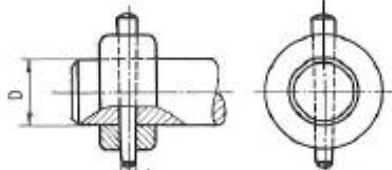
B-274

ANEXO 38
PASADORES²¹²

²¹² LARBURU, Nicolás. Máquinas prontuario. 7 ed. Madrid. Paraninfo. 1995. p. 517.

Pasadores y chavetas		Pasadores abiertos (de aletas)															TABLA 17 ₁ . 13	
																		
Diámetro nominal d		0,6	0,8	1	1,2	1,6	2	2,5	3,2	4	5	6,3	8	10	13	16	20	
Diámetro máx. d ₁		0,48	0,60	0,80	1,00	1,20	1,60	2,00	2,70	3,50	4,40	5,60	7,30	9,30	12,2	15,2	19,0	
a		2,5	2,8	3,2	3,6	4	4,8	5	6,3	8	10	13	16	20	25	32	40	
b		1,2	1,6	2	2,5	3,2	4	5	6,3	8	10	13	16	20	25	32	40	
Longitud	L mín.	4	5	6	8	10	12	14	18	22	28	36	50	71	100	140	180	
	L máx.	8	10	12	16	20	25	32	40	56	80	112	160	224	280	280	280	
Diámetro	D mín.		2,8	3,55	4,5	5,6	7,1	9	11,2	14	20	28	40	56	80	112	160	
	D máx.	2,8	3,55	4,5	5,6	7,1	9	11,2	14	20	28	40	56	80	112	160	>160	
l ₂		2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	7,5	9	10	12	15	18	22	
Observaciones		Tolerancia del diámetro d: H13. Concuerda con la norma UNE 17059																

Pasadores y chavetas		Pasadores cilíndricos															TABLA 17 ₂ . 13				
<div><div>TIPO A (calidad h 11) (Acero de 37 kg.)  Pasador con extremos planos (para remachado)</div><div>TIPO B (calidad m 6) (Acero de 500 kg.)  Pasador con extremos abombados (ajustado)</div><div>TIPO C (calidad h 8) (Acero de 37 y de 50 kg.)  Pasador con extremos biselados (de sujeción)</div></div>																					
Diámetro nominal d		0,6	0,8	1	1,2	1,6	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25	32	40	50
Longitud	L mín.	2	2	3	4	4	5	6	8	10	12	14	16	20	25	30	40	50	65	80	100
	L máx.	8	10	12	14	20	25	30	35	45	60	75	100	120	150	190	> 200				
l ₁		0,08	0,1	0,12	0,16	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,63	0,8	1	1,2	1,6	2	2,5	3	4	5	6,3
Observaciones		Concuerda con la norma UNE 17061																			

Pasadores		Pasadores cónicos															TABLA 17 ₃ . 13				
(Material, acero de 50 kg. cuando no se indique otra cosa)																					
<div><div> Pasador ajustado</div><div> (Concuerda con la norma UNE 17060)</div></div>																					
Diámetro nominal d		0,6	0,8	1	1,2	1,6	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25	32	40	50
Longitud	L mín.	2	4	5	6	8	10	12	14	16	20	25	30	35	40	50	60	65	70	75	
	L máx.	10	14	16	20	25	30	35	45	60	75	90	120	150	180	200	> 200				
l ₁		0,08	0,1	0,12	0,16	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,63	0,8	1	1,2	1,6	2	2,5	3	4	5	6,3
Diámetro del eje	D mín.	1,4	2	3	4	5	6	8	8	11	17	23	30	45	75	110	160	De libre elección y disposición			
	D máx.	2	3	4	5	6	8	11	11	17	23	30	45	75	110	160					

ANEXO 39

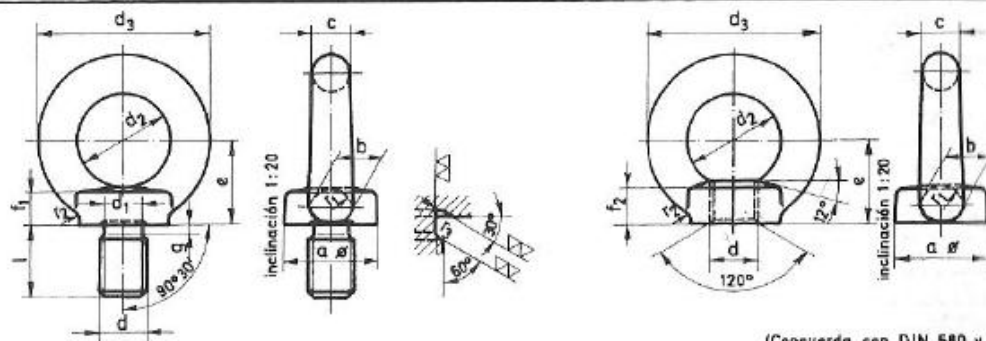
TORNILLOS Y TUERCAS ESPECIALES.²¹³

²¹³ LARBURU, Nicolás. Máquinas prontuario. 7 ed. Madrid. Paraninfo. 1995. p. 512.

Tornillos

TORNILLOS Y TUERCAS ESPECIALES

TABLA 11. 13

TORNILLOS Y TUERCAS DE CANCAMO

(Concuerda con DIN 580 y 582)

d	M 8	M 10	M 12	M 16	M 20	M 24	M 30	M 36	M 42	M 48	M 56	M 64	M 72	M 80	M 100
a	20	25	30	35	40	50	65	75	85	100	110	120	150	170	190
b	10	12	14	16	19	24	28	32	38	46	50	58	72	80	88
c	8	10	12	14	16	20	24	28	32	38	42	48	60	68	75
d ₁	6	7,7	9,3	13	16	19	24	30	35	40	48	55	63	71	91
d ₂	20	25	30	35	40	50	60	70	80	90	100	110	140	160	180
d ₃	36	45	54	63	72	90	108	126	144	166	184	206	260	296	330
e	18	22	26	30	35	45	55	65	75	85	95	105	130	150	165
f ₁	6	8	10	12	14	18	22	26	30	35	38	42	50	55	60
f ₂	8,5	10	11	13	16	20	25	30	35	40	45	50	60	70	80
g	2	3	3	3	4	5	6	8	8	8	8	8	8	8	8
r ₁	4	5	5	6	7	9	11	13	15	18	20	22	27	30	32
r ₂	4	4	6	6	8	12	15	18	20	22	25	25	35	35	40
r ₃	1	1	2	2	2	2	3	3	3	4	4	4	4	4	4
l min.	20	24	29	35	38	47	55	66	77	83	95	106	121	136	146

ANEXO 40

**PERFILES DE ACERO ESTRUCTURAL EN EL
MERCADO.**



■ ESPECIFICACIONES GENERALES

Calidad del acero: ASTM A36
 DIN 17100 ST 37.2
 Medidas: 1/2" - 4"
 Espesores: 1/8" - 1/2"



DESIGNACIÓN		PESO
mm	Plg	kg/6 m
Plt. 12x3	(1/2x1/8)	1.70
Plt. 12x4	(1/2x3/16)	2.26
Plt. 12x6	(1/2x1/4)	3.39
Plt. 19x3	(3/4x1/8)	2.68
Plt. 19x6	(3/4x1/4)	5.37
Plt. 25x3	(1x1/8)	3.53
Plt. 25x4	(1x3/16)	4.71
Plt. 25x6	(1x1/4)	7.07
Plt. 25x9.5	(1x3/8)	10.59
Plt. 25x12	(1x1/2)	14.13
Plt. 30x3	(1 1/4x1/8)	4.24
Plt. 30x4	(1 1/4x3/16)	5.60
Plt. 30x6	(1 1/4x1/4)	8.47
Plt. 30x9.5	(1 1/4x3/8)	12.71
Plt. 30x12	(1 1/4x1/2)	17.10
Plt. 38x3	(1 1/2x1/8)	5.37
Plt. 38x4	(1 1/2x3/16)	7.16
Plt. 38x6	(1 1/2x1/4)	10.74
Plt. 38x9.5	(1 1/2x3/8)	16.11
Plt. 38x12	(1 1/2x1/2)	21.48
Plt. 50x3	(2x1/8)	7.07
Plt. 50x4	(2x3/16)	9.50
Plt. 50x6	(2x1/4)	14.13
Plt. 50x9.5	(2x3/8)	21.20
Plt. 50x12	(2x1/2)	28.26
Plt. 65x6	(2 1/2x1/4)	18.37
Plt. 65x9.5	(2 1/2x3/8)	27.55
Plt. 65x12	(2 1/2x1/2)	36.10
Plt. 75x6	(3x1/4)	21.20
Plt. 75x9.5	(3x3/8)	31.80
Plt. 75x12	(3x1/2)	42.70
Plt. 100x6	(4x1/4)	28.26
Plt. 100x9.5	(4x3/8)	42.40
Plt. 100x12	(4x1/2)	56.52

■ NORMA INTERNA

Longitud: 0
 +100

Dimensiones acorde a la norma: DIN 1017-1

■ APLICACIONES

- Somier camas
- Cerrajería en general (puertas, ventanas, rejas)
- Estructuras en general
- Muebles metálicos


ESPECIFICACIONES GENERALES

Largo Standard: 6 m
 Espesor: Según dimensiones
 Recubrimiento: Negro
 Calidad del acero: ASTM A-36
 DIN 17100 ST 37.2

NORMA INTERNA
UPN

Longitud: -0
 +100
 Dimensiones acorde: DIN 1026

HEB

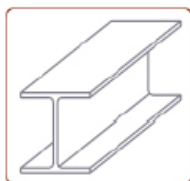
Longitud: -0
 +100
 Dimensiones acorde: DIN 1025-2

IPE

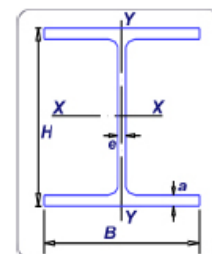
Longitud: -0
 +100
 Dimensiones acorde: DIN 1025-5

APLICACIONES

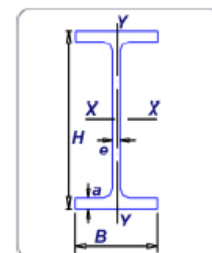
- Estructuras
- Soporte de polipaste en puentes grúas o techos
- Puentes
- Rieles

VIGAS HEB


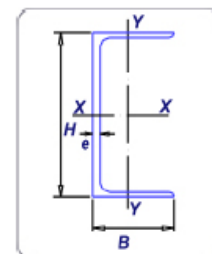
Descrip.	Altura H mm	Ancho ala B mm	Esp. ala e mm	Esp. Alma e mm	Peso p kg/m	Peso P kg/6m	Wx cm ³	Wy cm ³
HEB 100	100	100	10	6	20.4	122.4	90	33
HEB 160	160	160	13	8	42.6	255.6	311	111
HEB 200	200	200	15	9	61.3	367.8	570	200
HEB 240	240	240	17	10	83.2	499.2	938	327
HEB 300	300	300	19	11	117	702	1680	571

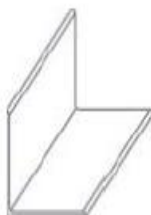

VIGAS IPE


Descrip.	Altura H mm	Ancho ala B mm	Esp. ala e mm	Esp. Alma e mm	Peso p kg/m	Peso P kg/6m	Wx cm ³	Wy cm ³
IPE 100	100	55	5.7	4.1	8.1	48.6	34.2	5.79
IPE 120	120	64	6.3	4.4	10.4	62.4	53	8.68
IPE 160	160	82	7.4	5	15.8	97.4	109	16.7
IPE 200	200	100	8.5	5.6	22.4	134.4	194	28.5
IPE 240	240	120	9.8	6.2	30.7	184.2	324	47.3
IPE 300	300	150	10.7	7.1	42.2	253.2	557	80.5


VIGAS UPN

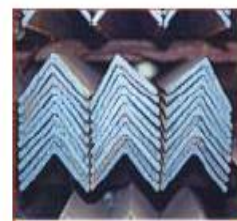

Descrip.	Altura H mm	Ancho ala B mm	Esp. ala e mm	Esp. Alma e mm	Peso p kg/m	Peso P kg/6m	Wx cm ³	Wy cm ³
UPN 80	80	45		6	8.64	51.84	26.5	6.36
UPN 100	100	50		6	10.6	63.6	41.2	8.49
UPN 120	120	55		7	13.4	80.4	60.7	11.1
UPN 160	160	65		7.5	18.8	112.8	116	18.3
UPN 180	180	70		8	22	132	150	22.4
UPN 200	200	75		8.5	25.3	151.8	191	27
UPN 240	240	85		9.5	33.2	199.2	300	39.6
UPN 300	300	100		10	46.2	277.2	535	67.8





ESPECIFICACIONES GENERALES

Calidad del acero: DIN 17100
 ST 37-2
 ASTM A-36
 Medidas: 20 - 100 mm
 Espesor: 3 - 12 mm



NORMA INTERNA

Dimensiones y Tolerancia:

Bajo Norma: DIN 1028

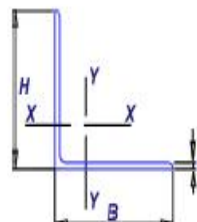
Longitud: -0 mm
 +100 mm

Propiedades de Angulos Laminados

DESCRIPCION	PESO	AREA
	kg/6m	cm2
AI 20X3	5.28	1.13
AI 25X3	6.72	1.43
AI 25X4	8.67	1.86
AI 30X3	8.16	1.74
AI 30X4	10.68	2.27
AI 40X3	11.04	2.35
AI 40X4	14.52	3.08
AI 40X5	17.82	3.79
AI 40X6	20.91	4.48
AI 50X3	13.98	2.96
AI 50X4	18.36	3.89
AI 50X5	22.62	4.8
AI 50X6	26.82	5.69
AI 60X6	32.52	6.91
AI 65X6	35.04	7.55
AI 70X6	38.28	8.13
AI 75X6	40.69	8.66
AI 80X8	57.78	12.3
AI 100X6	54.82	11.75
AI 100X8	73.2	15.5
AI 100X10	90	19.2
AI 100X12	106.8	22.7

APLICACIONES

- Torres metálicas
- Muebles metálicos
- Carpintería Metálica



✓ **BARRA DE HERRERÍA REDONDAS LISAS.**

Calidad: ⇒ COVENIN 2744 – 99 (BARRA REDONDA)
⇒ COVENIN 2745 – 99 (BARRA CUADRADA)
⇒ GRADO AE – 25.

DIÁMETRO (mm)	PESO kg/m	PESO (kg Pieza)	PIEZAS POR ATADO	kg / ATADO	LONGITUD (m)
10	0.62	3.700	300	1.110	6.00
12	0.89	5.328	150	799	
16	1.58	9.468	100	947	
20	2.47	14.796	80	1.184	
25	3.85	23.118	42	971	

✓ **BARRAS DE HERRERÍA CUADRADAS LISAS.**

LADO (mm)	PESO (kg/m)	PESO (kg/Pieza)	PIEZAS POR ATADO	kg/ ATADO	LONGITUD (m)
9	0.64	3.82	270	1031	6.00
12	1.13	6.780	130	881	
16	2.01	12.060	78	941	
20	3.14	18.840	50	942	
25	4.906	29.436	30	883	

✓ **CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS.**

GRADO NORMA COVENIN	GRADO EQUIVALENTE ASTM	PTO. CEDENTE Fy (min)	PTO. RUPTURA Fu (min)	ALARGAMIENTO (%)	DUREZA BRINELL
AE – 25	A – 36	2.500 kg/cm ²	3.700 kg/cm ²	25	120

✓ **COMPOSICIÓN QUÍMICA TÍPICA.**

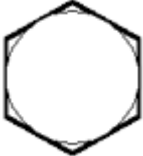



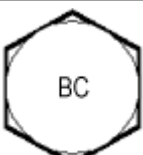
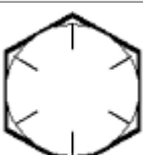
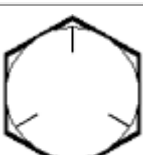

C %	Mn %	Si %	S (max) %	P (max) %
0.12 – 0.20	0.60 – 0.80	0.15 – 0.25	0.05	0.05


✓ **BARRAS DE HERRERÍA ACANALADA.**

PESO kg/m	PESO (kg/ Pieza)	PIEZAS POR ATADO	kg. / ATADO	LONGITUD (m)
0.909	5.454	164	894	6.00

ANEXO 41

MARCAS DE PERNOS DE ACERO GRADO ASTM.

Marcas para pernos de acero grado ASTM					
Designación ASTM	Rango del diámetro [inch]	Carga de prueba [kpsi]	Esfuerzo de ruptura [kpsi]	Material	Marcado de la cabeza
A307	¼ a 4			Acero de bajo carbono	
A325 tipo 1	½ a 1 1⅛ a 1½	85 74	120 105	Acero al carbono, Templado y Revenido	
A325 tipo 2	½ a 1 1⅛ a 1½	85 74	120 105	Acero de bajo carbono martensítico, Templado y Revenido	
A325 tipo 3	½ a 1 1⅛ a 1½	85 74	120 105	Acero recubierto, Templado y Revenido	
A354 grado BC				Acero aleado, Templado y Revenido	
A354 grado BD	¼ a 4	120	150	Acero aleado, Templado y Revenido	
A449	¼ a 1 1⅛ a 1½ 1¾ a 3	85 74 55	120 105 90	Acero al carbono, Templado y Revenido	
A490 tipo 1	½ a 1½	120	150	Acero aleado, Templado y Revenido	

A490 tipo 3				Acero recubierto, Templado y Revenido	
-------------	--	--	--	--	---